

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

9752629



**ПАРОВАЯ ТУРБИНА
К-500-240 ХТГЗ**

П 18

ПАРОВАЯ ТУРБИНА К-500-240 ХТГЗ

Под редакцией В. Н. Саввина

Р 732 629

КАЛУЖСКАЯ
ОБЛ. БИБЛИОТЕКА
ИМ. В. Г. Белинского



МОСКВА
ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ
1984

ББК 31.363
П 18
УДК 621.165

Рецензент: Б. М. Трояновский

П18 Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ/ Под ред.
В. Н. Саввина. — М.: Энергоатомиздат, 1984. —
264 с., ил.

В пер.: 2 р. 30 к. 2000 экз.

В книге рассмотрены конструкция турбины К-500-240 и отдельных ее элементов, система регулирования, пусковая и тепловая схемы блока, конструкция конденсатора, компоновка турбоустановки, режимные особенности работы турбоагрегата.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников электростанций, проектных, конструкторских, наладочных и ремонтных организаций.

П 2303020100-611
051(01)-84 198-84

ББК 31.363

6 П2.23

© Энергоатомиздат, 1984

Предисловие

Развитие энергетики связано с научно-техническим прогрессом. Общая мощность энергетических установок страны увеличивается за счет строительства новых электростанций при значительном повышении единичной мощности выпускаемых турбоагрегатов, в том числе и на сверхкритические параметры пара с промежуточным перегревом. Эффективному развитию современного паротурбостроения способствуют технические достижения в области производства специальных жаропрочных сталей, необходимых для длительной и надежной работы турбин в условиях сверхкритических параметров пара.

В производственном объединении атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова создание паровых турбин характеризуется увеличением единичных мощностей агрегатов и повышением их экономичности как за счет роста начальных параметров, так и за счет совершенствования конструктивных и схемных решений. Создание турбины К-500-240-2 является одним из этапов этого развития.

Турбины К-500-240 установлены на ряде тепловых электростанций страны—Назаровской, Троицкой, Рефтинской, Экибастузской. На Назаровской ГРЭС установлена турбина К-500-240-1 (опытно-промышленный образец), выпущенная заводом в 1965 г. На всех остальных электростанциях установлены серийные турбины К-500-240-2.

На основе опыта эксплуатации первой турбины К-500-240-1 вторая турбина подверглась модернизации, которая выразилась в изменении схемы и конструкции некоторых элементов агрегата: в турбине применены два блока клапанов промперегрева вместо трех в турбине К-500-240-1, выполнены рабочие лопатки первых пяти ступеней ЦСД с цельнофрезерованными бандажками вместо клепанных в турбине К-500-240-1, применены сварные роторы ЦНД вместо роторов с насадными дисками в турбине К-500-240-1, в роторе ЦВД установлен дополнительный опорный подшипник. Ротор ЦВД турбины К-500-240-1 имеет одну опору, вторым концом связан с ротором ЦСД, опирающимся на два опорных подшипника.

Все последующие турбоагрегаты выполняются на заводе с учетом модернизации и обозначаются К-500-240-2.

При написании книги использованы результаты опытно-исследовательских работ,

проводимых на стендах завода и на электростанциях. Книга написана коллективом авторов, участвовавших в создании, наладке и исследованиях блоков СКД мощностью 300 и 500 МВт.

Книга «Паровая турбина К-500-240 ХТГЗ» по своей структуре и характеру изложения является логическим продолжением выпущенных в последние годы Энергоатомиздатом книг по паровым турбинам производственного объединения атомного турбостроения «Харьковский турбинный завод» им. С. М. Кирова:

Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка.—М.: Энергия, 1978.

Паровая турбина К-160-130 ХТГЗ/ Под ред. С. П. Соболева.—М.: Энергия, 1980.

Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ/ Под ред. Ю. Ф. Косяка.—М.: Энергоиздат, 1982.

Изложенные в книге материалы не заменяют имеющиеся на электростанциях инструкции и не освобождают читателя от необходимости их изучения.

Книга предназначена для инженерно-технических работников тепловых электростанций, работников проектных организаций, инженеров, техников и мастеров наладочных, монтажных и энергоремонтных организаций и также может быть использована в качестве пособия студентами втузов и техникумов энергетических и энергомашиностроительных специальностей.

В написании книги принимали участие: Б. А. Аркадьев и В. Ю. Иоффе (гл. 1—3, 5, 15—17); Б. М. Полуянов (гл. 4 § 6.4, 6.5, 6.7); М. А. Терехов (гл. 6); В. В. Приходько (гл. 7); Г. Н. Аслаханов (гл. 8); А. Е. Фридман (гл. 9); В. Ю. Рохленко (гл. 10, 12); В. Е. Рожанский (гл. 11); А. В. Петров (§ 11.11 и гл. 13); М. Г. Вишневский (§ 6.9, 6.10 и 7.6; гл. 14); М. Г. Вишневский, В. Ю. Иоффе (гл. 18); В. Л. Похогойдер (гл. 19); В. Г. Набока, В. К. Швайдер (гл. 20).

Коллектив авторов выражает глубокую признательность редактору И. Я. Дубровскому-Винокову за редактирование книги и проф. Б. М. Трояновскому за ценные замечания, высказанные им при рецензировании книги.

Замечания и предложения по книге авторы просят направлять по адресу: 113114, Москва М-114, Шлюзовая наб., 10, Энергоатомиздат.
Авторы

Применяемые сокращения

ПО «Сибэнергомаш» БКЗ — производственное объединение «Сибэнергомаш» Барнаульский котельный завод;
 ВТИ — Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского;
 ГРЭС — Государственная районная электрическая станция;
 ГСП — Государственная система промышленных при-
 боров и средств автоматизации;
 ПО ЗнО — производственное объединение «Подольский
 машиностроительный завод им. Орджоникидзе»;
 ПО ЛМЗ — производственное объединение «Ленинград-
 ский металлический завод»;
 МЭИ — Московский энергетический институт;
 ПО НЗЛ — производственное объединение «Невский
 машиностроительный завод им. В. И. Ленина»;
 ПО ТМЗ — производственное объединение «Турбомо-
 торный завод им. К. Е. Ворошилова»;
 ПО АТ ХТЗ — производственное объединение атомного
 машиностроения «Харьковский турбинный завод» им.
 С. М. Кирова;
 Союзтехэнерго — производственное объединение по ор-
 ганизации и рационализации районных электро-
 станций и сетей;
 ХПИ — Харьковский политехнический институт им.
 В. И. Ленина;
 НПО ЦКТИ — научно-производственное объединение по
 исследованию и проектированию энергетического
 оборудования им. И. И. Ползунова;
 ЦНИИТМАШ — Центральный научно-исследователь-
 ский институт технологии машиностроения;
 АВ — автомат безопасности;
 АВР — автоматический ввод резерва;
 АМН — аварийный масляный насос;
 АСЗ — автоматическая система защиты;
 Б — бойлер (теплофикационный подогреватель);
 БАС — баки аварийной смазки;
 БЗК — бак запасного конденсата;
 БИП — балансировочный исследовательский прибор;
 БН — бустерный насос;
 БНТ — бак низких точек;
 БОУ — блочная обессоливающая установка;
 БПР — блок парораспределения;
 БПУ — быстродействующее пропорциональное устрой-
 ство;
 БРОУ — быстродействующая редукционно-охладитель-
 ная установка;
 БРОУ-ТПН — быстродействующая редукционно-ох-
 ладительная установка турбоприводов питательных
 насосов;
 БРФ — блок релейной форсировки;
 БЦУ — блочный щит управления;
 ВПУ — валоповоротное устройство;
 ВП — воздухоподогреватель котла;
 ГПЗ — главная паровая задвижка;
 Д — деаэратор;
 ДН — дренажный насос;
 ДУС — датчик угловой скорости;
 ЗРС — золотник регулятора скорости;
 ИМАБ — исполнительный механизм автомата безопас-
 ности;
 К — конденсатор;
 КН-1, КН-2 — конденсатные насосы первого и второго
 подъема;
 КОС — клапан обратный с гидроприводом;
 КПТ — конденсатор приводной турбины;
 МБН — масляный бак напорный;
 МНУ — масляная установка;
 МО — маслоохладитель;
 МСК — маслобрасывающий клапан;

МУТ — механизм управления турбиной;
 ОБ — основной бойлер;
 ОД — охладитель дренажа;
 ОДБ — охладитель дренажа бойлеров;
 ОК — отсекающий клапан на трубопроводе отбора па-
 ра на приводные турбины питательных насосов;
 ОРР — устройство контроля относительного расширения
 ротора;
 П — подогреватель системы регенерации;
 ПБ — пиковый бойлер;
 ПВД — подогреватель высокого давления;
 ПНД — подогреватель низкого давления;
 ПО — пареохладитель подогревателя;
 ППУ — пароприемное устройство конденсатора;
 ПСБУ — пускосбросное устройство;
 РБ — расширительный бак;
 РБ-9 — расширительный бак дренажей турбоустановки
 объемом 9 м³;
 РВД — ротор высокого давления;
 РДУ — регулятор давления пара в уплотнениях;
 РНД — ротор низкого давления;
 РОУ — редукционно-охладительная установка;
 РР — растопочный расширитель блока;
 РСД — ротор среднего давления;
 РУСН — распределительное устройство собственных
 нужд;
 СК — сбросной клапан узла прогрева и обеспаривания
 промперегрева;
 СКД — сверхкритическое давление;
 СН — собственные нужды энергоблока (электростанции);
 ТПН — турбопитательный насос;
 У — уплотнения концевые цилиндров турбины;
 УЗД — ультразвуковая дефектоскопия;
 ХОВ — химически очищенная вода;
 ЦВД — цилиндр высокого давления;
 ЦСД — цилиндр среднего давления;
 ЦНД — цилиндр низкого давления;
 ЭГП — электрогидравлический преобразователь;
 ЭО — эжектор основной;
 ЭУ — эжектор уплотнения;
 НЧВ — низкочастотная вибрация;
 ГМН — главный масляный насос;
 ГУ — гидросальтатель;
 ДХН — диффузионное хромирование с последующей
 нитридизацией;
 ЗРБ — золотник регулятора безопасности;
 КИ — конденсатор испарителя;
 КИП — контрольно-измерительные приборы;
 КТ — конденсатор турбины;
 МЭТС — металлические, электрические термометры со-
 противления;
 ОРР — устройство контроля относительного расширения
 ротора;
 ОСР — осевой сдвиг ротора;
 ПВД — подогреватель высокого давления;
 ПНД — подогреватель низкого давления;
 ПЭН — питательный электронасос;
 САРЗ — система автоматического регулирования и за-
 щиты турбины;
 САР (АСР) — система автоматического регулирования;
 ТПН — турбопитательный насос;
 ТЭС — тепловая электрическая станция;
 УЗД — ультразвуковая дефектоскопия;
 ЧВД — часть высокого давления;
 ЧСД — часть среднего давления;
 ЧНД — часть низкого давления;
 ЭМП — электромеханический преобразователь;
 ЭП — электроподогреватель;
 ГПП — горячий промперегрев;
 ХПП — холодный промперегрев;

Глава первая

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТУРБОУСТАНОВКИ 500 МВт

1.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭНЕРГОБЛОКА 500 МВт

Экономичность выработки электроэнергии—одно из основных требований, предъявляемых к энергетическим установкам. Стремление к повышению тепловой экономичности стимулирует освоение сверхкритического давления пара и использование промежуточного перегрева пара. Промперегрев позволяет не только избежать повышенной влажности в конце процесса расширения пара в турбине, но и обеспечить рост КПД цикла. Использование промежуточного перегрева пара требует качественного изменения структуры электростанции, разрыва поперечных связей между ее основным оборудованием, что предопределяет создание блочных систем «котел—турбина»; сохраняются лишь некоторые второстепенные поперечные связи, как правило, не участвующие в стационарных эксплуатационных режимах, но необходимые для обеспечения переходных, в том числе, пусковых, режимов.

В состав тепломеханического оборудования серийного энергоблока СКД мощностью 500 МВт входят:

прямоточный однокорпусный котел с вспомогательным оборудованием (система пылеприготвления, тягодутьевые машины, насосы и т. д.);

турбина К-500-240-2 с конденсаторами и вспомогательным оборудованием (система регенерации высокого и низкого давления, питательно-деаэрационная установка, конденсатные, питательные и дренажные насосы, дренажно-продувочная система и т. д.);

система циркуляционного водоснабжения; основные и вспомогательные трубопроводы с запорной, регулирующей и предохранительной арматурой;

специализированное оборудование, трубопроводы и арматура пусковой схемы энергоблока (растопочный узел, расширители, ПСБУ и т. д.);

система автоматического регулирования, защит и блокировок.

Серийные энергоблоки мощностью 500 МВт выполнены по моноблочной схеме в отличие от опытно-промышленного блока, состоящего из двух котлов и турбины К-500-240. Оба типоразмера блока имеют пусковую схему с одноступенчатым байпасированием турбины при пусках, остановах и сбросах нагрузки.

Турбоустановка К-500-240-2 спроектирована для работы в блоке с однокорпусным прямоточным котлом СКД типа П-57, который предназначен для сжигания углей Экибастузского месторождения [38].

Котел имеет Т-образную компоновку. Пароводяной тракт состоит из двух параллельных потоков с автономными системами регулирования.

Система автоматического регулирования котла обеспечивает возможность эксплуатации в базовом и регулируемом режимах с поддержанием номинальных параметров свежего и вторично перегретого пара. Частичная автоматизация пусковых операций позволяет стабилизировать основные параметры котла при растопке.

Автоматическая защита котла предотвращает возникновение и развитие аварий при нарушении нормальных условий работы его узлов и систем и осуществляет в зависимости от технологической ситуации останов котла либо снижение нагрузки, либо отдельные защитные операции.

Система дистанционного управления обеспечивает изменение положения регулирующих и запорных органов непосредственно с блочного щита управления.

1.2. ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБИНЫ К-500-240-2, ОБОРУДОВАНИЯ КОНДЕНСАТОРНОЙ УСТАНОВКИ, СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ, ЗАЩИТЫ И МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

Турбина К-500-240-2

Одновальная паровая конденсационная турбина К-500-240-2 номинальной мощностью 500 МВт состоит из однопоточных цилиндров

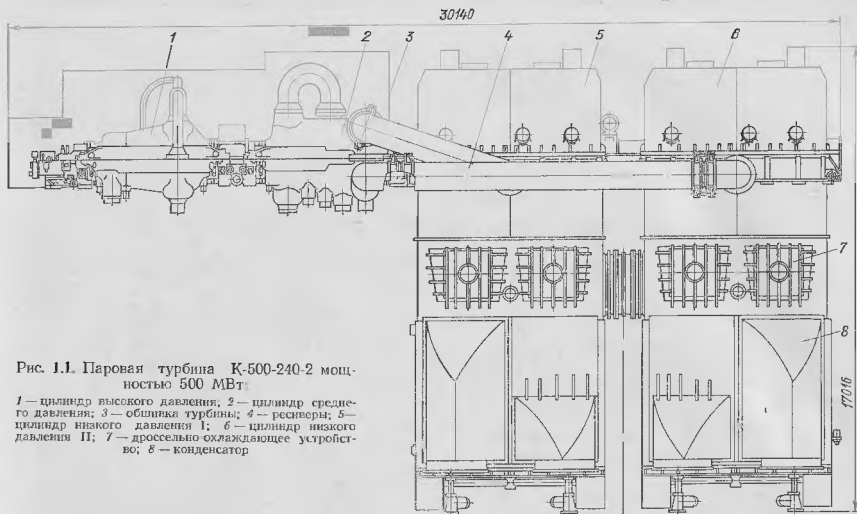


Рис. 1.1. Паровая турбина К-500-240-2 мощностью 500 МВт:

1 — цилиндр высокого давления; 2 — цилиндр среднего давления; 3 — обшивка турбины; 4 — реисерверы; 5 — цилиндр низкого давления I; 6 — цилиндр низкого давления II; 7 — дроссельно охлаждающее устройство; 8 — конденсатор

высокого и среднего давления и двух двухпоточных цилиндров низкого давления (рис. 1.1). Турбина предназначена для непосредственного привода генератора переменного тока, который монтируется на общем фундаменте с турбиной. Параметры пара, поступающего на турбину: $p=23,5$ МПа (240 кгс/см²), $t=540^\circ\text{C}$, после промпрегрева: $p=3,81$ МПа ($38,8$ кгс/см²), $t=540^\circ\text{C}$, давление в конденсаторах $3,9$ кПа. Частота вращения роторов 50 с⁻¹, направление вращения — по часовой стрелке, если смотреть со стороны переднего подшипника турбины в сторону генератора.

Ниже приведены основные технические данные по турбине (табл. 1.1).

Конденсаторная установка

В состав конденсаторной установки входят два поверхностных конденсатора, основные эжекторы для удаления воздуха, конденсатные насосы I и II ступеней, циркуляционные насосы, водяные фильтры, трубопроводы, арматура и т. д.

Выхлоп отработавшего в турбине пара осуществляется из каждого ЦНД в свой конденсатор. Для возможности эксплуатации турбоагрегата с нагрузкой до 70% номинальной при одном отключенном конденсаторе между переходными патрубками конденсаторов выполнены два перепуска коробчатого

сечения общей площадью 12 м². Установка конденсаторов — перпендикулярная относительно оси турбоагрегата.

Краткая техническая характеристика оборудования конденсаторной установки приводится в табл. 1.2.

Система автоматического регулирования, парораспределения и защиты

В табл. 1.3 приведена характеристика оборудования системы автоматического регулирования, парораспределения и защиты турбины К-500-240-2.

Система маслоснабжения и гидростатического подъема роторов

Характеристика оборудования системы маслоснабжения и гидростатического подъема роторов приведена в табл. 1.4.

1.3. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2 И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Турбоустановка К-500-240-2 снабжена развитой системой регенеративного подогрева питательной воды и всережимными питательными насосами с конденсационными турбинными приводами. Кроме отборов на регенерацию, обеспечивается отпуск пара на теплофикационную установку, состоящую из двух подогревателей сетевой воды, на подогрев воздуха, подаваемого в котел, а также на по-

Таблица 1.1. Основные технические данные турбины К-500-240-2

Продолжение табл. 1.1

Наименование	Показатель
Конструктивная схема Тип парораспределения Количество групп сопел	ЦВД+ЦСД+2ЦНД Сопловой 3
Количество ступеней: в ЦВД в ЦСД в каждом ЦНД	10 11 5×2
Длина лопатки последней ступени ЦНД Торцевая площадь выхода ЦНД	1030 мм 4×8,2 м ²
Длина турбины без генератора	29,5 м
Резонансные частоты вращения системы «валопровод—опоры» (опытные данные)	1200, 1350, 1450, 1650, 1780—1850, 1950, 2400, 2700, 3350—3400 об/мин
Срок службы (ресурс) турбины, за исключением быстроснашиваемых или изготовленных из жаропрочных материалов деталей Расчетный ресурс деталей из жаропрочных материалов	30 лет 100 000 ч
Межремонтный период	4 года
Продолжительность пуска и нагружения турбины от начала вращения роторов до полной нагрузки: из холодного состояния из неостывшего состояния из горячего состояния	7,0—8,0 ч 2,0—4,0 ч Не более 2 ч
Фикспункты турбины: количество: расположение	2 ЦНД-1 — по осн подшипника № 5, ЦНД-2 — по осн подшипника № 7
Упорный подшипник: тип количество колодок суммарная площадь рабочих колодок	Гидродинамический, без масляной ванны, с уравнительной рычажной системой 8 (рабочая сторона) 8 (нерабочая сторона) 1200 см ²
Опорные подшипники: количество подшипников турбины тип количество сегментов в подшипнике	8 Гидродинамические, сегментные 4

Наименование	Показатель
размеры $D \times L$: № 1—3 № 4 № 5—8	$\varnothing 300 \times 170$ мм $\varnothing 420 \times 220$ мм $\varnothing 520 \times 270$ мм
Валоповоротное устройство: тип	Червячный редуктор с обгонной муфтой, привод — электрический 4,0
частота вращения роторов, об/мин мощность электропривода, кВт частота вращения ротора электропривода, об/мин	30,0 500
Система конечных уплотнений: тип	Лабиринтовые с раздельной подачей запирающего пара на уплотнения ЦВД—ЦСД и ЦНД, с эжекторным отсосом паровоздушной смеси 0,11—0,12 МПа (1,1—1,2 кгс/см ²) 0,096 МПа (0,98 кгс/см ²) Электронинсе Золотникового типа с электрическим приводом
давление пара, подаваемого в «запирающие» камеры уплотнений давление паровоздушной смеси в камерах отсоса в эжектор уплотнений регулирование давления в коллекторах регулирующие клапаны	

догрев добавка в цикл химически обессоленной воды, подаваемой в конденсаторы. Техническая характеристика турбоустановки приведена в табл. 1.5.

Система регенеративного подогрева питательной воды и теплофикационная установка

Система регенерации выполнена одноступенчатой, с минимальным количеством параллельных связей по пару, конденсату и питательной воде. Ниже—в табл. 1.6 приводится краткая техническая характеристика регенеративных подогревателей (за исключением деаэратора).

Параметры пара, конденсата и питательной воды соответствуют режиму эксплуатации турбины при расходе свежего пара 1664 т/ч без отборов пара сверх регенерации (если это не оговорено особо).

Теплофикационная установка

Теплофикационная установка предназначена для подогрева сетевой воды, используемой

Таблица 1.2. Характеристика оборудования конденсаторной установки

Продолжение табл. 1.2

Наименование	Показатель	Наименование	Показатель
Конденсаторы: количество тип	2 К-11520, поверхностные, двухходовые по охлаждающей воде, с центральным отсосом воздуха $2 \times 11\,520\text{ м}^2$ $2 \times 14\,740$	Пусковой эжектор конденсаторов: количество тип производительность по сухому воздуху при давлении 5 кПа	1 Водоструйный 100 кг/ч
поверхность охлаждения количество охлаждающих трубок длина трубок сортамент трубок материал трубок расход охлаждающей воды гидравлическое сопротивление по водяной стороне	9 м $28 \times 1\text{ мм}$, $28 \times 2\text{ мм}$ Сплав МНЖ-5-1 $2 \times 25\,740\text{ м}^3/\text{ч}$ 39,2 кПа (4 м вод. ст.)	Насос рабочей воды пускового эжектора: количество тип производительность напор	1 Центробежный 1100 м ³ /ч 0,59 МПа (60,0 м вод. ст.)
Устройство для самоочистки трубного пучка	Механическое, непрерывного действия; очистка резиновыми шариками	Пусковой эжектор циркуляционной системы: количество тип	1 Пароструйный, одноступенчатый 150 кг/ч
Устройство защиты от снижения вакуума: тип количество реле уставка срабатывания	Электромеханическое, сифонное 2 на каждом конденсаторе 30 кПа (225 мм рт. ст.)	производительность по сухому воздуху при давлении 24,5 кПа расход рабочего пара давление рабочего пара	1,5 т/ч 0,6 МПа (6 кгс/см ²)
Регулирование уровня конденсата	Электронное, регулирующий клапан $\varnothing 450\text{ мм}$, двухседельный, конечный, с электрическим приводом	Конденсатные насосы I ступени: количество тип производительность напор	2 (1 — рабочий) Центробежный 1600 м ³ /ч 0,88 МПа (90 м вод. ст.)
Автоматическая рециркуляция конденсата	Обеспечивается двухпозиционной электрифицированной задвижкой, управляемой расходомерным датчиком	Конденсатные насосы II ступени: количество тип производительность напор	2 (1 — рабочий) Центробежный 1600 м ³ /ч 2,16 МПа (220 м вод. ст.)
Автоматический срыв вакуума в конденсаторах	Обеспечивается электрифицированной задвижкой $\varnothing 200\text{ мм}$, управляемой защитными устройствами	Эжектор уплотнений: количество тип	1 Пароструйный, двухсекционный по паровоздушной стороне, с двухступенчатым поверхностным охладителем
Основные эжекторы: количество тип производительность по отосу сухого воздуха при давлении 2,65 кПа расход рабочего пара давление рабочего пара расход охлаждающего конденсата гидравлическое сопротивление охладителя по водяной стороне	2 (1 — рабочий) Пароструйный, трехступенчатый, с поверхностным охладителем 50 кг/ч 2 т/ч 0,6 МПа (6,1 кгс/см ²) 500 т/ч 2,26 кПа (2,3 м вод. ст.)	производительность одной секции при давлении паровоздушной смеси 86 кПа расход рабочего пара на одну секцию давление рабочего пара расход охлаждающего конденсата гидравлическое сопротивление охладителя по водяной стороне	5,64 т/ч — по паровоздушной смеси 2,37 т/ч — по сухому воздуху 1,9 т/ч 0,6 МПа (6,1 кгс/см ²) Около 1400 т/ч 49 кПа (5 м вод. ст.)

Таблица 1.3. Характеристики оборудования системы автоматического регулирования, парораспределения и защиты

Наименование	Показатель
Тип системы автоматического регулирования	Гидродинамическая с гидравлическими прямыми и обратными связями и беззотониковыми устройствами защиты
Неравномерность регулирования частоты вращения роторов	4,5±0,5 % номинальной частоты вращения
Нечувствительность регулирования	Не более 0,2 % номинальной частоты вращения
Регулятор скорости	Гидравлический, золотниковый, с ограничителем мощности и механизмом управления
Датчик скорости	Импульсный центробежный насос
Рабочая жидкость	Кондесат давлением около 1,96 МПа (20 кгс/см ²)
Система парораспределения ЦВД	2 блока парораспределения с 1 стопорным и 4 регулирующими клапанами в каждом блоке
Стопорные клапаны	2×Ø 250 мм
Регулирующие клапаны	2×Ø 83 мм 5×Ø 115 мм Ø140 мм
Блоки клапанов промпрегрева	2 блока стопорно-регулирующих клапанов 2×Ø 500 мм
Регулятор безопасности	Гидромеханический из двух эксцентриковых колец с общим исполнительным механизмом. Срабатывает при частоте вращения III—112 % номинальной
Отсекающий клапан IV отбора	Тарельчатый, с гидроприводом Ø 450 мм
Насосы рабочего конденсата системы регулирования:	
количество	2 (1 рабочий)
тип	Центробежный
производительность напор	300 м ³ /ч Около 29,4 МПа (300 м вод. ст.)
Обратные клапаны отбора:	
тип	Автоматические, гидромеханические, клапан I отбора — тарельчатый, остальные — типа «захлопка»
размеры клапанов:	
I отбор	Ø 250 мм
III отбор	Ø 400 мм
IV отбор	2×Ø 400 мм
V отбор	Ø 600 мм
VI отбор	Ø 600 мм
VII отбор	Ø 800 мм
VIII отбор	Ø 1000 мм

Таблица 1.4. Характеристика оборудования системы маслоснабжения и гидростатического подъема роторов

Наименование	Показатель
Тип системы маслоснабжения	Централизованная, обеспечивает маслом подшипники турбины, генератора, возбудителя, турбопитательных агрегатов и систему уплотнений вала генератора
Марка масла	T-22 ГОСТ 32 74 или Тп-22 ГОСТ 9972-74
Давление масла в системе на уровне отметки обслуживания	Около 0,2 МПа (2 кгс/см ²)
Бак масляный со встроенными сетчатыми фильтрами и воздухоотделителем:	
емкость	52 м ³
отметка установки	3,0 м
Бак демпферный:	
емкость	2 м ³
отметка установки	23,7 м
Главный масляный насос:	
количество	2 (1 рабочий)
тип	Вертикальный, центробежный
производительность напор	290 м ³ /ч 0,382 МПа (39 м вод. ст.)
Аварийный масляный насос:	
количество	2
тип	Вертикальный, центробежный
производительность напор	300 м ³ /ч 0,176 МПа (18 м вод. ст.)
Аварийное маслоснабжение	Индивидуальное, из бачков, установленных над подшипниками
Маслоохладители:	
тип	Поверхностные, примотрубные, двухходовые по охлаждающей воде
количество	3 (2 рабочих)
Поверхность охлаждения	1936 м ²
Рабочее давление масла	0,4 МПа (4 кгс/см ²)
Рабочее давление воды	0,2 МПа (2 кгс/см ²)
Расход масла	250 м ³ /ч
Расход охлаждающей воды	500 м ³ /ч
Активная длина трубок	2960 мм
Материал трубок	Сплав МНЖ-5-1
Гидравлическое сопротивление масляной стороны	Не более 98 кПа (1 кгс/см ²)
Гидравлическое сопротивление водяной стороны	Не более 25,5 кПа (0,26 кгс/см ²)

Наименование	Показатель
Тип системы гидростатического подъема роторов	Централизованная для подшипников турбины и генератора
Рабочее давление масла	5,9 МПа (60 кгс/см ²)
Величина всплывания роторов	0,04—0,06 мм
Насосы гидроподъема: количество тип производительность паров	2 (1 — рабочий) Поршневой 24 м ³ /ч 9,8 МПа (100 кгс/см ²)

Таблица 1.5 Техническая характеристика турбоустановки К-500-240-2

Наименование	Показатель
Тип турбины	К-500-240-2, одновальная, конденсационная, с однократным промежуточным перегревом пара и с регулируемым отборами пара
Мощность генератора при полностью открытых клапанах без дополнительных отборов пара сверх регенерации	540 МВт
Параметры свежего пара перед статорными клапанами ЦВД:	
давление	23,5 МПа (240 кгс/см ²)
температура	540 °С
Потери давления в системе промпарегрева	10 %
Параметры вторичного перегретого пара перед клапанами ЦСД	
давление	3,81 МПа (38,8 кгс/см ²)
температура	540 °С
Давление в конденсаторах	3,9 кПа (0,04 кгс/см ²)
Расчетная температура охлаждающей воды	12 °С
Максимальная пропускная способность проточной части ЦВД	1664 т/ч
Температура питательной воды	274 °С
Удельный расход теплоты brutto на выработку электроэнергии при расходе свежего пара 1664 т/ч без дополнительных отборов пара сверх регенерации	7662 кДж/(кВт·ч) [1830 ккал/(кВт·ч)]
Количество отборов пара на регенеративные подогреватели и приводные турбины питательных насосов	9

Наименование	Показатель
Дополнительные отборы пара сверх отборов на регенеративные подогреватели и приводные турбины питательных насосов:	Производительность по теплоте 29 МВт (25 Гкал/ч)
на двухступенчатую теплофикационную установку при температурном графике сетевой воды 130/70 °С	35 т/ч пара при давлении 0,296 МПа (3 кгс/см ²)
на подогрев воздуха, подаваемого в паровой котел	30 т/ч обессоленной воды
на подогрев 2 %-ного добавка обессоленной воды в конденсаторы	
Компоновка турбоустановки в машинном зале	Поперечная
Высота отметки обслуживания	10,2 м от уровня пола конденсационного помещения
Ячейка машинного зала (пролет × ширина)	51 × 48 м
Удельная площадь машинного зала	4,54 м ² /МВт
Высота подкрановых путей	20,5 м
Промежуточные отметки обслуживания	0,0, 5,6 м
Глубина подвального помещения	4,2 м
Количество и сортамент основных паропроводов:	
свежий пар	2 × 377 × 60 мм
холодный промпарегрев	2 × 630 × 17 мм
горячий промпарегрев	2 × 720 × 22 мм

для нужд теплоснабжения. Установка состоит из основного и пикового бойлеров, а также охладителя дренажей бойлеров, рассчитана на выдачу теплоты потребителям в количестве до 29 МВт (25 Гкал/ч) при температурном графике сетевой воды 130/70 °С и обеспечивает тепловую нагрузку около 24 МВт (21 Гкал/ч) при температурном графике сетевой воды 97/55 °С, т. е. при умеренных температурах наружного воздуха. Питание основного и пикового бойлеров осуществляется соответственно из VII и V отборов.

В табл. 1.7 представлены характеристики теплофикационной установки.

На принципиальной тепловой схеме (см. рис. 3.1) приведены данные по расходам и параметрам пара и сетевой воды теплофикационных подогревателей.

Принципиальные соображения, позволяющие повысить теплофикационную нагрузку турбоагрегата К-500-240-2 до 86 МВт (70 Гкал/ч), изложены в гл. 16.

Таблица 16. Характеристика системы регенерации турбины К-500-240-2

Продолжение табл. 1.6

Наименование	Показатель
Структурная формула системы регенерации Подогреватели с парохладителями (ПО) Пологреватели с охладителями дренажа (ОД) греющего пара	5 ПНД 1-Д 1-3 ПВД
Подогреватель низкого давления: тип	ПНД-4, ПНД-5, ПВД-7, ПВД-8 и ПВД-9 ПВД-7, ПВД-8 и ПВД-9
Трубный пучок Поверхность трубного пучка:	U-образный
ПНД-1 ПНД-2 ПНД-3 ПНД-4 ПНД-5	722 м ² 1000 м ² 705 м ² 1015 м ² 893 м ²
Диаметр трубок Материал трубок	Ø 16×1,2 мм Нержавеющая сталь
Рабочее давление по водной стороне	Около 1,96 МПа (20 кгс/см ²)
Расчетное гидравлическое сопротивление подогревателей по воде:	
ПНД-1 ПНД-2 ПНД-3 ПНД-4 ПНД-5	60 кПа (6,1 м вод. ст.) 68 кПа (6,9 м вод. ст.) 76 кПа (7,8 м вод. ст.) 89 кПа (9,1 м вод. ст.) 79 кПа (8,1 м вод. ст.)
Слив дренажей греющего пара	Двухкаскадный ПНД-5, ПНД-4, ДН-2, ПНД-3, ПНД-2, ДН-1, ПНД-1
Регулирование уровня конденсата греющего пара	Автоматическое электронными регуляторами
Дренажные насосы ПНД-2:	
Количество Тип Производительность Напор	2 (1 рабочий) Центробежный 200 м ³ /ч 2,06 МПа (210 м вод. ст.)
Дренажный насос ПНД-4:	
Количество Тип Производительность Напор	1 Центробежный 120 м ³ /ч 1,44 МПа (147 м вод. ст.)
Защита ПНД по уровню в корпусе: I предел II предел	Автоматическая групповая Светозвуковая сигнализация. Отключение группы ПНД по пару и конденсату, открытие обводной конденсатной линии

Наименование	Показатель
Группы ПНД, отключаемые по защите совместно	ПНД-4 и ПНД 5 ПНД-2 и ПНД 3 ПНД-1 — неотключаемый
Подогреватели высокого давления: Тип	Поверхностные, вертикальные, однокотловые по воде, со встроенными парохладителями и охладителями дренажа Вода после каждого ПО направляется в трубопровод после П 9
Схема включения парохладителей по питательной воде	
Трубная система	Горизонтальные спиральные трубки
Поверхность трубного пучка каждого подогревателя	2100 м ²
Расчетное давление на водной стороне	Около 37 МПа (380 кгс/см ²)
Расчетное гидравлическое сопротивление по водной стороне: ПВД-7 ПВД-8 ПВД-9	405 кПа (41,3 м вод. ст.) 454 кПа (46,3 м вод. ст.) 327 кПа (33,4 м вод. ст.)
Слив дренажей греющего пара	Каскадный: ПВД-9, ПВД-8, ПВД-7 (резерв в ПНД-5)
Регулирование уровня конденсата греющего пара	Автоматическое, электронные регуляторы
Защита ПВД от повышения уровня в корпусе: I предел II предел	Автоматическая, групповая. Отключение всех ПВД по пару и питательной воде, открытие обводной линии, сигнализация Отключение турбины, останов питательных насосов, сигнализация

Питательно-деаэрационная установка

В состав питательно-деаэрационной установки входят деаэраторы, предвключенные (бустерные) и главные питательные насосы, приводные турбины питательных насосов со своим вспомогательным оборудованием.

Деаэраторы обеспечивают удаление неконденсирующихся газов из питательной воды и осуществляют подогрев ее.

Блок комплектуется двумя деаэраторами на рабочее давление 0,69 МПа (7 кгс/см²) с деаэрационными колонками типа ДСП-800 производительностью 800 т/ч каждая. Деаэраторы соединены между собой паровыми и водяными уравнительными трубопроводами и работают как сообщающиеся сосуды. Суммар-

Таблица 1.7. Характеристика теплофикационной установки

Наименование	Основной бойлер	Пиковый бойлер	Охладитель дренажа
Тип оборудования	ПСВ-315-3-23	ПСВ-200-7-15	ОВ-40М
Поверхность нагрева, м ²	315	200	40
Рабочее давление воды, МПа	2,25(23)	1,47(15)	2,55(26,0)
(кгс/см ²)			
Рабочее давление пара, МПа	0,29(3)	0,69(7)	0,69(7)
(кгс/см ²)			
Температура воды, °С	70/120	70/150	150
Температура пара, °С	400	400	164
Число ходов воды, шт.	4	4	—
Расход сетевой воды, т/ч	725	400	—
Сортамент труб, мм	19×1	25×2,5	22×2
Число труб, шт.	1212	150	98

Таблица 1.8. Основные характеристики турбопитательного агрегата

Продолжение табл. 1.8

Наименование	Показатель	Наименование	Показатель
Приводная турбина ОК-18ПУ Тип	Конденсационная, без отбора пара 2	Главный питательный насос ПТН-950-350 Тип	Центробежный, много ступенчатый, горизонтальный 950 м ³ /ч
Количество в блоке		Количество в блоке	
Мощность:		Производительность	
номинальная	10 300 кВт	Давление нагнетания	34,3 МПа (350,0 кгс/см ²)
максимальная	11 300 кВт	Давление на всасе	1,57 МПа (16,0 кгс/см ²)
Расход пара:		Температура перекачиваемой воды	165 °С
номинальный	49,0 т/ч	КПД насоса	78,5 %
максимальный	62,1 т/ч		
Давление пара перед стопорным клапаном:		Бустерный насос ПД-1600-180-1	
номинальное	0,94 МПа (9,6 кгс/см ²)	Количество в блоке	2
максимальное	1,27 МПа (13 кгс/см ²)	Тип	Центробежный, горизонтальный
Температура пара	378 °С	Производительность	1000 м ³ /ч
Давление в конденсаторе:		Напор	2,1 МПа (210 м вод. ст.)
номинальное	4,5 кПа (0,046 кгс/см ²)	Частота вращения	32,0 с ⁻¹ (1910 об/мин)
максимальное (при температуре охлаждающей воды 33 °С)	13,5 кПа (0,14 кгс/см ²)	КПД насоса	68 %
Частота вращения:			
номинальная	76,7 с ⁻¹ (4600 об/мин)	Резервный бустерный насос	
максимальная	78,3 с ⁻¹ (4700 об/мин)	12ПД-8 с электроприводом	
Число ступеней	8	Количество в блоке	4
КПД по состоянию перед стопорным клапаном	78,1 %	Тип	Центробежный, горизонтальный
Конденсатор КП-1200		Производительность	650 м ³ /ч
Тип	Поверхностный, двухходовой	Напор	1,55 МПа (158 м вод. ст.)
Поверхность трубного пучка	1200 м ²	Частота вращения	50 с ⁻¹ (3000 об/мин)
Количество трубок	2780		
Диаметр трубок	22×1 мм		
Длина трубок	6240 мм		
Материал трубок	Сплав МНЖ-5-1		
Расчетная температура охлаждающей воды	15 °С		
Расход охлаждающей воды	3400 м ³ /ч		
Гидравлическое сопротивление по водяной стороне	39,2 кПа (4 м вод. ст.)		

ная емкость деаэрационных баков 200 м³, что обеспечивает более чем пятиминутный запас воды при номинальной нагрузке блока.

Высотная отметка оси бака деаэратора 30,9 м. Высота установки деаэрационных баков обеспечивает на всасе бустерных насосов не-

обходимый подпор, предотвращающий вскипание воды.

Выпар деаэраторов используется для питания эжекторов турбины. Пар из паровой уравнилельной линии деаэраторов при нормальной эксплуатации используется для питания уплотнений турбины.

Каждый из двух турбопитательных агрегатов турбоустановки К-500-240-2 включает приводную турбину, главный питательный насос и предвключенный (бустерный) насос, соединенный с валом главного насоса через редук-

тор. В схемах первых блоков с турбинами К-500-240-2 предусмотрена также установка четырех резервных бустерных насосов с электрическим приводом.

В табл. 1.8 приведены основные характеристики оборудования турбопитательного агрегата с главным насосом ПТН-950-350. С 1979 г. блоки 500 МВт комплектуются насосами с близкими характеристиками. Несколькo блоков укомплектованы питательными насосами ПТН-1700-350.

Глава вторая

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

2.1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

Качество основного и вспомогательного оборудования определяется степенью соответствия конструкции, схемы, режимных характеристик важнейшим требованиям, предъявляемым энергосистемой и обусловленным стремлением повысить эффективность преобразования энергии пара в мощность на валу турбины.

В табл. 2.1 приведены гарантийные показатели турбоустановки К-500-240-2 по удельному расходу теплоты брутто на выработку электроэнергии. Показатели соответствуют гарантийным режимам эксплуатации, при которых отсутствуют дополнительные отборы пара сверх отборов на регенеративные подогреватели и приводные турбины питательных насосов. Отсутствует также добавок обессоленной воды в конденсаторы. Допуск на гарантийные показатели 1,5%.

Для турбин, изготовленных после 1976 г., гарантийные показатели улучшены заводом примерно на 0,5% по сравнению с показателя-

ми для турбин, выпущенных в 1973—1976 гг. Основанием для снижения гарантируемого удельного расхода теплоты послужили результаты тепловых испытаний головного образца турбины на Троицкой ГРЭС, проведенных Уралтехэнерго. Несмотря на то, что испытания осуществлены после истечения гарантийного срока эксплуатации и после 89 пусков и остановов блока, гарантин завода-изготовителя по экономичности подтверждены без привлечения дополнительного допуска на удельный расход теплоты.

Испытания выявили возможности дальнейшего совершенствования конструктивных и режимно-эксплуатационных характеристик оборудования, которые реализованы в процессе производства последующих образцов турбоустановки.

В табл. 2.2 приведены расчетные данные о параметрах пара в отсеках проточной части, расходах пара на подогреватели системы регенерации, приводные турбины питательных насосов, теплофикационную установку и на воздухоподогреватель котла для двух эксплуатационных режимов:

Режим 1 -расход свежего пара 1664 т/ч (клапаны турбины открыты полностью), отсутствуют отборы пара сверх отборов на регенерацию и приводные турбины питательных насосов.

Режим 2 -расход свежего пара 1590 т/ч (клапаны турбины прикрыты); сверх отборов на регенерацию и приводные турбины питательных насосов обеспечиваются дополнительные отборы на двухступенчатую теплофикационную установку производительностью по те-

Таблица 2.1. Гарантийный удельный расход теплоты

Мощность генератора, МВт	Турбин выпуска 1973—1976 гг., кДж/(кгВ·ч) [ккал/(кгВ·ч)]	Турбин выпуска 1977—1980 гг., кДж/(кгВ·ч) [ккал/(кгВ·ч)]
540	—	7662 (1830)
500	7708 (1841)	7662 (1830)
400	7821 (1868)	7787 (1860)
300	8072 (1928)	8039 (1920)

Таблица 2.2 Параметры пара в проточной части и расходы пара в отборы турбоустановки К-500-240-2

Цилиндр турбины	Участок парового тракта	Режим 1 (1664 т/ч)			Режим 2 (1590 т/ч)			Потребитель отбора пара
		Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °C	Расход пара в отбор, т/ч	Давление, МПа (кгс/см²)	Температура, °C	Расход пара в отбор, т/ч	
ЦВД	Свежий пар	23,5(240)	540	—	23,5(240)	540	—	—
	Камера регулирующей ступени	17,7(180)	500	—	16,8(171)	493	—	—
	Межкорпусное пространство (после пятой ступени)	9,81(100)	408	—	9,32(95)	403	—	—
	Камера I отбора (за восьмой ступенью)	6,0(61)	340	102,6	5,74(58,5)	336	100,8	ПВД-9
	Камера выхлопа (II отбор)	4,23(43)	296	157,5	4,05(41,3)	294	146,7	ПВД-8
	Мощность	168 МВт			160 МВт			
ЦСД	Вторично перегретый пар	3,81(38,8)	540	—	3,65(37,0)	540	—	—
	Камера III отбора (за четвертой ступенью)	1,75(17,8)	425	80,9	1,7(17,3)	430	76,9	ПВД-7
	Камера IV отбора (за шестой ступенью)	1,16(11,8)	367	100,5	1,09(11,1)	370	99,0	ПТ, ПН
	Камера V отбора (за девятой ступенью)	0,554(5,63)	276	29,6	0,52(5,3)	280	34,4	Д
	Камера выхлопа (VI отбор)	0,324(3,30)	217	46,7	0,29(2,96)	220	18,3	ПНД-5
	Мощность	223 МВт			206 МВт			ПБ
ЦНД	Камера паровыпуска	0,312(3,16)	217	—	0,28(2,85)	220	—	—
	Камера VII отбора (за первой ступенью)	0,174(1,77)	162	42,7	0,165(1,58)	165	38,6	ПНД-3
	Камера VIII отбора (за второй ступенью)	0,092(0,93)	106	62,9- ±6,0*	0,082(0,833)	110	21,6	ОБ
	Камера IX отбора (за четвертой ступенью)	0,018(0,183)	58	41,4	0,016(0,163)	58	66,2- ±5,8*	ПНД-2
	Выхлоп ЦНД	0,0039(0,398)	28,6	—	0,0035(0,0357)	26,5	29,0	ПНД-1
	Мощность	149 МВт			134 МВт			
	Мощность 13 выходов генератора	540 МВт			500 МВт			

плоте 29 МВт, на подогрев воздуха—35 т/ч и на подогрев 2%-ного добавка химочищенной воды в конденсаторы.

Мощности цилиндров определены с учетом потерь с выходной скоростью, механических и в генераторе. При этом из внутренней мощности каждого цилиндра вычиталась пропорциональная ей доля потерь механических и потерь в генераторе, рассчитанных для турбоагрегата в целом.

Принципиальные тепловые схемы турбоустановки с расчетными данными, соответствующими указанным режимам, представлены на рис. 3.1 а, б.

Рассмотрим влияние важнейших показателей турбоустановки: надежности и долговечности, экономичности, маневренности, ремонтопригодности и технологичности на эффективность эксплуатации.

Надежность и долговечность. В случае аварии, повреждения оборудования и вынужденного простоя блока расходы на производство электроэнергии возрастают соответствен-

но стоимости восстановительного ремонта и его продолжительности.

Убытки от простоев и аварий оборудования весьма значительны. Изменение длительности вынужденных остановов на 1% равносильно изменению цены электроэнергии на 20-30%.

Народнохозяйственный эффект от эксплуатации энергоблока пропорционален длительности его безаварийного использования. Поэтому надежность и долговечность турбины—первое и главное требование к ее конструкции, вспомогательному оборудованию и тепловой схеме.

Надежность турбины определяют следующие основные показатели:

быстродействие и стабильность характеристик системы регулирования и защиты, соответствие этой системы и турбоустановки в целом требованиям потребителя электроэнергии;

статическая прочность, соответствие уровня статических напряжений в неподвижных и

вращающихся узлов и деталях прочностным свойствам используемых для их изготовления материалов в условиях длительной эксплуатации;

термическая и термоусталостная прочность, т. е. соответствие напряженного состояния с учетом уровня напряжений, вызываемых неравномерным распределением температур в узлах и деталях, характеристикам прочности при неоднократных напряжениях; совместное действие малоциклового усталости и ползучести металла узлов, работающих в зоне высоких температур, ускоряет процесс накопления суммарной пластической деформации и при исчерпании ее допустимой величины может привести к аварии;

износ (изменение геометрических размеров) узлов и деталей в процессе эксплуатации, в том числе за счет эрозии;

вибрационная надежность облопачивания и динамическая прочность валопровода при коротком замыкании на шинах генератора и при появлении небаланса, превышающего установленные нормы;

устойчивость валопровода от возникновения низкочастотной вибрации; этот вид вибрации, вызываемый неуравновешенностью ротора на масляной пленке либо аэродинамическими явлениями в проточной части или совместным действием этих факторов, требует особого подхода к проектированию турбин большой мощности, особенно в конструкции ЦВД и опорных подшипников;

эффективность системы защит и блокировок турбоустановки в случае возникновения аварийной ситуации;

степень повреждаемости турбины в случае отказа в работе одной из защит либо ошибки эксплуатационного персонала;

конструктивное исполнение, обеспечивающее изменение в допустимых пределах взаимного положения вращающихся и неподвижных узлов в переменных и переходных режимах эксплуатации;

способность турбины сохранять перечисленные эксплуатационные показатели на протяжении всего срока службы, а кроме того, высокую тепловую экономичность в период установленной межремонтной кампании.

Основные высокотемпературные узлы турбины рассчитаны на надежную работу в течение 100 тыс. ч. Фактический срок службы (ресурс) турбины, как показывает опыт эксплуатации мощных блоков, может превышать эту величину. Так, первые выпущенные заводом для энергоблоков с промежуточным перегревом пара турбины ПВК-150 (К-160-130) находятся в эксплуатации с 1959 г. и имеют наработку около 170 тыс. ч. По истечении расчет-

ного ресурса, как правило, требуется замена некоторых узлов и деталей, в частности подверженных явлению ползучести при стационарных режимах и циклическим напряжениям, приводящим к неоднократным пластическим деформациям в переходных режимах эксплуатации.

Турбины К-300-240, выпущенные в начале 60-х годов, также наработали более 120 тыс. ч.

Надежность турбин СКД производства ПО ХТЗ иллюстрируется усредненными коэффициентами готовности, которые определены как отношение суммарной продолжительности работы турбин за рассматриваемый период к сумме этой продолжительности с общей длительностью простоев, вызванных неплановыми остановами турбин, по данным за 1979 г.:

турбоагрегаты К-300-200	0,990
турбоагрегаты К-300-240-2	0,992
турбоагрегаты К-500-240-2	0,986

Необходимо отметить, что первая турбина К-500-240-2 поставлена под номинальную нагрузку через 4 мес после первого пуска, вторая—через 1,5 мес после первого пуска.

Экономичность. Тепловая экономичность турбоустановки—второе главнейшее требование к ее конструкции, тепловой схеме и вспомогательному оборудованию. Экономичность турбоустановки в эксплуатации при заданных внешних параметрах определяют следующие показатели:

совершенство проточной части (т. е. ее относительный внутренний КПД), элементов паровпуска и паровыпуска;

тепловые и гидравлические характеристики вспомогательного оборудования, в том числе регенеративных подогревателей, питательных, конденсатных, дренажных насосов, приводных турбин питательных насосов и т. д.;

воздушная плотность вакуумной системы; качество системы концевых уплотнений; зависимость экономичности при эксплуатации от нагрузки и длительности работы в режимах, отличных от номинального;

ограничения в режимах и изменения структуры тепловой схемы, связанные с надежностью работы основного и вспомогательного оборудования энергоблока;

отклонения параметров пара и охлаждающей воды от номинальных значений;

затраты топлива и электроэнергии на пуск и останов энергоблока;

стабильность экономических характеристик оборудования в течение межремонтного периода эксплуатации, которая зависит не только от качества проектирования, изготовления и монтажа отдельных узлов и турбоустановки в целом, но и в не меньшей мере от

культуры эксплуатации и уровня подготовки оперативного персонала.

Тепловые испытания турбоустановки К-500-240-2, проведенные в 1975—1976 гг., подтвердили [34] соответствие ее экономичности гарантиям завода (см. гл. 19). При этом необходимо иметь в виду, что к моменту испытания турбина проработала более 7500 ч при 89 пусках и остановках. Последнее свидетельствует о высокой квалификации эксплуатационного персонала станции, в короткие сроки освоившего мощное современное оборудование и обеспечившего сохранение экономичности проточной части и тепловой схемы турбоустановки в сложных условиях пусконаладочного периода.

По отчетным данным за I полугодие 1979 г. удельный расход топлива на выработку электроэнергии энергоблоком мощностью 500 МВт Троицкой ГРЭС составил 325 г/(кВт·ч) при средней нагрузке 487 МВт.

Маневренность. Постоянно возрастающая неравномерность потребления электроэнергии во времени, достигающая в ряде энергосистем [47] на протяжении суток 40—45%, возможность относительно частых сбросов нагрузки при большой протяженности линий электропередачи требуют от энергоблоков, в том числе наиболее мощных и экономичных, активного участия в оперативном и аварийном регулировании частоты и мощности энергосистем.

В связи с этим третьим основным требованием, предъявляемым к мощным турбоустановкам, является высокая маневренность, обеспечивающая максимальное удовлетворение режимных характеристик энергосистемы.

Показательным фактом, иллюстрирующим важность проблемы обеспечения высокой маневренности турбоагрегатов большой мощности, является то, что с течением времени даже самые крупные энергоблоки, проектировавшиеся для базовой части графика электрической нагрузки, все больше привлекаются для покрытия пиковых нагрузок. Блоки мощностью 160 и 200 МВт, длительное время эксплуатировавшиеся в базисном режиме, сейчас используются в качестве полупиковых.

Возрастание в энергосистемах доли атомных электростанций и новейших энергоблоков ТЭС мощностью 500 и 800 МВт потребовало в настоящее время полупикового режима эксплуатации для части блоков СКД мощностью 300 МВт.

Понятие маневренности включает большое число характеристик, отражающих возможность использования турбины в энергосистеме с высокой неравномерностью графика электрической нагрузки и с развитой энергосистемной автоматикой.

Маневренность энергоблока в целом в первую очередь зависит от динамических характеристик собственно турбины. Если маневренность парового котла обеспечивается в основ-

ном внешними элементами, такими как питательный насос, регуляторы подачи топлива, воздуха, БРОУ (ПСБУ), то маневренность турбины определяется прежде всего ее «внутренней» динамикой — быстрейшим системным регулированием, величинами вредных паровых объемов, мом ом инерции системы роторов и т. д.

Маневренность тесно связана с надежностью основных узлов турбины, поскольку высокая маневренность оборудования прежде всего предполагает высокую надежность переходных режимов эксплуатации.

Переходные режимы можно разделить на две группы:

управляемые, т. е. заранее планируемые и осуществляемые оперативным персоналом; в этих режимах скорость изменения расхода пара, его температуры и других параметров может быть задана из условий, обеспечивающих надежную работу турбоустановки;

неуправляемые, точнее — относительно неуправляемые, связанные с необходимостью ликвидации или предупреждения аварийной ситуации в энергосистеме или в пределах блока, электростанции. В таких режимах надежность оборудования обеспечивается прежде всего проектно-конструкторскими решениями, заложенными при его создании.

Переходные режимы первой группы реализуются преимущественно эксплуатационным персоналом при вспомогательной роли автоматики, в то время как вторая группа режимов обеспечивается автоматическими устройствами, защитами и блокировками при ограниченном контроле и вмешательстве персонала.

К числу управляемых переходных режимов относятся:

плановые изменения нагрузки по диспетчерскому графику;

пуски из различных тепловых состояний оборудования;

плановый останов в горячий резерв; плановый останов с расхолаживанием для вывода оборудования в ремонт; промывка проточной части влажным паром с последующим нагружением турбины.

Относительно неуправляемые, динамические режимы:

полный или частичный сброс нагрузки без отключения генератора от сети с удержанием турбогенератора на малой нагрузке, в частности на нагрузке собственных нужд;

полный или частичный сброс нагрузки с отключением генератора от сети и удержанием турбоагрегата на холостом ходу либо (в случае срабатывания регуляторов безопасности и

закрытия стопорных клапанов) с «подхватом» оборотов с целью быстрого включения генератора в сеть;

наброс нагрузки, связанный, как правило, с необходимостью ликвидации аварийного дефицита мощности в энергосистеме;

режимы типа «сброс—наброс», получающие все большее распространение в связи с резким ростом мощности энергосистем и применением энергосистемной автоматики в развитых электрических сетях.

Повышению маневренности и надежности турбоустановок К-500-240-2 способствует применение развитой системы автоматических регуляторов, защит и блокировок, а также внедрение комплекса пусковых регуляторов (автомата пуска), построенного по принципу функционально-группового управления.

Ремонтопригодность — одно из важнейших требований к структуре и составу оборудования турбоустановки, конструкции ее важнейших узлов.

Это требование обусловлено большой сложностью и трудоемкостью ремонта крупных паровых турбин. Затраты на ремонт энергетического оборудования составляют значительную долю эксплуатационных расходов и существенно влияют на стоимость отпускаемой электроэнергии. В этом плане простота монтажно-демонтажных работ, возможность применения различных средств механизации при ремонте основного и вспомогательного оборудования, легкодоступность ремонтируемых узлов и деталей определяют продолжительность и стоимость ремонта. Следует подчеркнуть, что чем меньше длительность ремонта и чем больше межремонтный период, тем выше коэффициент использования мощности блока.

Турбоустановки К-500-240-2 спроектированы с учетом специальных требований Главэнергоремонта Минэнерго СССР, направленных на снижение трудоемкости и продолжительности ремонтных работ.

Благодаря реализации ряда конструктивных, компоновочных и технологических мероприятий продолжительность и затраты на текущий и капитальный ремонт турбоагрегатов К-500-240-2 ниже соответствующих показателей для турбоагрегата К-300-240-2.

Технологичность турбоустановки как одно из важных требований к ее конструкции, схеме и режимным характеристикам следует рассматривать в двух аспектах. Поскольку основной задачей конструктора является достижение максимальной эффективности машины у потребителя, первый и важнейший аспект технологичности состоит в простоте и удобстве обслуживания в условиях эксплуатации.

Это означает высокую степень автоматизации работы турбоустановки и отдельных ее элементов, дешевизну обслуживания в стационарных и переходных режимах, минимальную потребность в оперативном персонале и т. д.

Второй аспект технологичности состоит в обеспечении минимальной трудоемкости изготовления машины, ограниченном применении уникального оборудования и спецнастки, максимальном использовании стандартизованных и унифицированных узлов и деталей. Последнее позволяет использовать наиболее прогрессивные технологические приемы и повысить качество изготовления турбоагрегата.

При создании турбоустановок К-500-240-2 учтены и другие требования, предъявляемые к мощному энергетическому оборудованию, в том числе требования эргономики и эстетики.

2.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК К-500-240-2

Освоение сверхкритического давления свежего пара и резкий рост единичной мощности блоков определили ряд конструктивных, схемных и режимно-эксплуатационных особенностей турбоустановок СКД и обусловили во многих случаях качественно новый подход к созданию некоторых узлов и элементов основного и вспомогательного оборудования турбоустановок К-500-240-2.

Термодинамические свойства пара СКД существенно отличаются от свойств пара докритических параметров практически по всем основным показателям (плотность, теплоемкость и т. д.). Важнейшими особенностями СКД являются нулевая скрытая теплота парообразования и относительно малая разница плотностей рабочего тела ниже и выше точки максимальной теплоемкости, что предопределяет исключительно компактную конструкцию котлоагрегатов для блоков СКД.

Значительное влияние на конструктивные и режимные характеристики узлов высокого давления оказывает повышенный спад температуры пара при его дросселировании.

Высокие значения плотности пара (и критерия Рейнольдса) обуславливают большую интенсивность теплообмена в трубопроводах и узлах высокого давления, требуя качественной изоляции и реализации мероприятий по предотвращению значительных термических напряжений в металле этих элементов при нестационарных режимах.

Применение пара СКД и одновременный рост единичной мощности агрегатов привели к значительному увеличению толщин стенок и геометрических размеров корпусов и их фланцевых соединений, клапанов парораспределения и трубопроводов. Наряду с интенсификацией теплообмена эти факторы потребовали особого подхода к обеспечению надежности переходных и, в частности, пусковых режимов блоков. Термические деформации, вызванные значительными температурными разностями по толщине стенок и ширине фланцев, при

освоения первых блоков СКД нередко приводило к повреждению уплотнений, остаточным деформациям фланцев и расточек корпусов и снижению экономичности. В результате анализа этих повреждений выявлены целесообразность трехстенной конструкции паровпускной части ЦВД (сопловые коробки, внутренний и наружный корпуса), развитой системы обогрева фланцевых соединений и т. д.

Рост начального давления обусловил повышение силовых деформаций корпуса и элементов проточной части ЦВД. Это в первую очередь касается торцевых частей корпуса. Увеличение перепадов давления на ступенях определило существенный прогиб диафрагм и обшом ЦВД, что оказывает значительное влияние на выбор осевых зазоров в проточной части.

Значительная плотность пара СКД предъявила соответствующие требования к конструкции стопорных и регулирующих клапанов, корпусов и разъемных элементов проточной части. Этот фактор вместе с повышенными перепадами давления в стационарных и в особенности в переходных режимах эксплуатации обусловил необходимость предотвращения разрывов запорных органов и разъемных деталей. В связи с изложенным потребовалось внедрение специальной технологии упрочнения посадочных мест клапанов, значительных усилий затяжки разъемов корпусов и применение крепежа разъемов не только обшом, но и диафрагм ЦВД. Необходимо иметь в виду, что вследствие повышенного перепада давлений на клапанах в режиме полного сброса нагрузки даже незначительная испортность органов парораспределения может привести к неконтролируемому существенному пропуску пара через них и вызвать разов турбины.

Резко возросли динамические усилия на клапанах ЦВД, особенно в переходных режимах. Из соображений надежности парораспределения на турбоагрегатах СКД завод отказался от регулирующих клапанов со специальными встроенными разгрузочными клапанами. Это повлекло за собой увеличение количества регулирующих клапанов, причем разгрузка каждого последующего (в порядке открытия) клапана осуществляется с помощью предыдущего клапана. Малое количество регулирующих клапанов в условиях отсутствия разгрузочных клапанов привело бы к необходимости резкого увеличения мощности и размеров сервомоторов, что отрицательно сказывается на быстрейшем парораспределении.

Для повышения приемистости энергоблока в режимах наброса нагрузки применяется способ динамического «перекрытия» клапанов ЦВД, благодаря которому инерционность системы промпрегрева частично компенсируется динамической форсировкой проточной части высокого давления.

Однако динамическое «перекрытие» клапанов ЦВД не решает полностью проблему мгновенной форсировки блока, в особенности с прямоточным котлом, потому, что, во-первых, резкое открытие клапанов приводит к быстрому падению давления свежего пара, иногда вплоть до срабатывания защиты котла, во-вторых, такой котел не обеспечивает соответствующее быстрое восстановление начального давления.

В связи с изложенным изучаются также другие способы динамической форсировки блока, в том числе временное полное или частичное отключение ПВД.

Увеличение числа клапанов сделало конструктивно невозможным размещение их непосредственно на корпусе ЦВД. При этом выявилась целесообразность организации блоков стопорно-регулирующих клапанов (блоков парораспределения), расположенных отдельно и связанных с паровпускной частью перепускными трубами. Длина этих труб определяется как компоновочными соображениями, так и требованиями самокомпенсации. Выполнение отдельно стоящих блоков парораспределения ЦВД решило вопросы компоновки этих узлов, облегчило условия размещения командных и исполнительных механизмов системы регулирования и парораспределения, упростило транспортировку трубопроводов, однако ухудшило динамические характеристики турбоагрегата из-за появления дополнительных вредных паровых объемов перепускных трубопроводов. Компенсация этого недостатка обеспечивается повышенным быстрейшим действием системы парораспределения на закрытие в случае сброса нагрузки.

Для турбоустановок СКД проблема уменьшения вредных паровых объемов значительно острее, чем для турбин докритических параметров, не только в связи с трудностями размещения защитных запорных органов (регулирующие и стопорные клапаны, обратные клапаны отборов) в непосредственной близости к проточной части, но и вследствие высокого потенциала рабочего тела. Кроме того, при возрастании начальных параметров пара и единичной мощности суммарный маховой момент системы роторов турбины и генератора растет медленнее, чем работоспособность пара, заключенного во вредных паровых объемах.

При сохранении низкого давления в конденсаторе укрупнение единичной мощности турбины приводит к возрастанию объемного расхода пара и требует соответствующего увеличения суммарной площади выхода пара. Это достигается применением ступеней с большой торцевой площадью, а также увеличением количества выхлопов. Последняя ступень является одним из наиболее сложных и ответственных узлов турбины, во многом определяющих надежность и экономичность энергоблока. Поэтому обработке ее статической и динамической прочностю, а также вопросам аэродинамики в широком диапазоне эксплуатационных режимов (см. гл. 16) уделяется особое внимание. Турбина К-500-240-2 при длине рабочей лопатки последней ступени 1030 мм

имеет общую площадь выхода ЦНД около 33 м².

Тепловой перепад, срабатываемый в проточной части ЦВД отечественных турбоагрегатов СКД, составляет более 430 кДж/кг (102 ккал/кг), что на 20% больше, чем в турбинах на начальное давление около 9 МПа (90 кгс/см²). Средний диаметр ступеней ротора ЦВД ограничивается по соображениям экономичности проточной части (так как с ростом диаметра снижаются высоты лопаток и увеличиваются концевые потери) и прочности корпусов, толщина стенки которых при заданном перепаде давлений пропорциональна диаметру. Поэтому срабатывание повышенного теплоперепада в проточной части обесценивается соответствующим увеличением количества ступеней, что позволяет сохранить оптимальное значение u/c_0 и высокие КПД ступеней. В то же время в зоне повышенных давлений оптимальному тепловому перепаду на ступени соответствует значительно больший перепад давлений. Так, при теплоперепадах на вторых ступенях ЦВД турбин К-100-90, К-160-130 и К-500-240-2 51,5; 58,2 и 43,5 кДж/кг (12,3; 13,9 и 10,4 ккал/кг) перепад давлений на этих ступенях составляет соответственно 0,97; 1,49 и 2,37 МПа (9,9; 15,2 и 24,2 кгс/см²). Повышение перепадов давлений в проточной части обусловило существенное утолщение диафрагм ЦВД. Увеличение массы тела диафрагм потребовало рассмотрения условий их прогрева при пусках турбины и термических деформаций, возникающих при стационарных и пусковых режимах.

В особо сложных условиях работает на переменных режимах регулирующая ступень ЦВД. Повышенные перепады давлений на ступенях ЦВД определяют тенденцию к увеличению абсолютных величин протечек пара через осевые и радиальные зазоры в проточной части, что ухудшило бы экономичность турбины. Ограничение этих протечек достигается путем развития лабиринтовых уплотнений и уменьшением зазоров между неподвижными и вращающимися частями, что в принципе может снизить надежность и маневренность турбины.

Переход к сверхкритическим параметрам, таким образом, усилил противоречие между экономичностью проточной части и надежностью эксплуатации, особенно в нестационарных режимах. Оптимальное соотношение этих основных эксплуатационных показателей турбин СКД обеспечивается тщательным анализом переходных режимов с точки зрения возможных относительных перемещений корпусов с неподвижными элементами проточной части и роторов, в результате чего определя-

ются экстремальные режимы, при которых изменения тех или иных зазоров достигают наибольших значений.

При конструировании турбоагрегата стремятся максимально уменьшить нежелательные изменения зазоров путем наиболее рационального расположения фикс-пунктов турбины, упорного подшипника, применения системы обогрева фланцевых соединений, а при эксплуатации - строгим регламентированием технологий переходных режимов. Эти мероприятия позволяют назначить минимальные осевые и радиальные зазоры в проточной части ЦВД, обеспечивающие высокий КПД турбины, без ущерба для ее надежности и маневренности.

В то же время даже при уменьшенных зазорах между неподвижными и вращающимися элементами проточной части турбоагрегатов СКД абсолютные величины протечек пара через эти зазоры достигают значительных величин, что при неблагоприятных обстоятельствах может привести к самовозбуждающимся колебаниям валопровода, или так называемой низкочастотной вибрации (НЧВ) роторов. Проблема НЧВ особенно остро проявилась в начальный период освоения головных блоков мощностью 500 МВт и выше (см. гл. 18).

Предотвращение НЧВ валопровода предопределило ряд конструктивных особенностей турбин СКД, среди которых необходимо отметить повышение жесткости ротора ЦВД, применение специальных типов уплотнений проточной части и выбор оптимального соотношения между осевыми и радиальными зазорами, а также разработку и внедрение сегментных опорных подшипников, обладающих повышенной виброустойчивостью.

Одной из важных особенностей турбин СКД является повышение требований к статическим и динамическим характеристикам фундаментов. Стремление к максимальному использованию потенциала рабочего пара, отражающееся в повышении начального и снижении конечного давления, введение промежуточного перегрева пара обусловили многоцикловую конструкцию турбоагрегатов СКД. При этом для обеспечения надежной работы турбины потребовалась тщательная оценка динамических характеристик каждого ротора в отдельности и валопровода в целом с учетом податливости опор, силовых и частотных характеристик фундамента с целью предотвращения опасных расцентровок роторов и резонансных колебаний.

Турбины СКД отличаются повышенными абсолютными и удельными массовыми нагрузками на поперечные балки фундамента под опорами подшипников ЦВД и ЦСД, что связано с увеличением геометрических размеров и толщины стенок узлов высокого и среднего давления. На турбинах К-300-240, К-500-240 и др. отмечались возрастание коэффициента трения между подошвой опоры и фундаментной плитой из-за повышения удельных нагрузок на опорные поверхности, а также темпе-

опор подшипников из рвевых стенок от близко рас- выкотемпературных частей ЦВД и ЦСД, последнее способствовало еще болшему увеличению удельной нагрузки из-за отставания части поверхности скольже- ния опоры от фундаментной плиты. Совмест- ное действие указанных факторов, а также недостаточная жесткость поперечных балок фундамента турбоагрегата К-500-240 Наза- ровской ГРЭС и другие обстоятельства оказа- лись причиной повышенных углов поворота балок (см. гл. 5).

При создании турбины К-500-240-2 наряду с мероприятиями, уменьшающими величину осевой силы при прогреве, осуществлено уси- ление поперечных балок фундамента, особенно под опорами подшипников № 2 и 3. Исследо- вания вибрационного состояния турбоагрега- тов К-500-240 и К-500-240-2, расчетный анализ изменения зазоров в концевых уплотнениях и проточных частях ЦВД и ЦСД дают основ- ные ограничить максимально допустимый угол поворота поперечных балок при прогреве тур- бины величиной не более 20'.

В связи с относительно малыми осевыми и ради- альными зазорами в проточной части, применением жестких соединений муфт роторов, наличием попарно близко расположенных опорных подшипников турбо- агрегаты СКД предъявляют более жесткие требования к качеству центровки валопровода и эксплуатационным изменениям положений опор подшипников. Приходится учитывать такие факторы, как всплытие роторов на масляной пленке, перемещения встроенных опор под- шипников ЦВД и генератора под действием вакуума в конденсаторе и давления водорода в корпусе ге- нератора, подъем опор подшипников ЦВД и ЦСД в результате нагрева колонн фундамента, расположенных в зоне трассировки горячих паропроводов, и т. д. К числу факторов, оказывающих существенное влияние на центровку, относится стабильность верхней плиты фундамента в процессе длительной эксплуатации, ус- лодные деформации и жесткость нижней его плиты.

Исследования, проведенные на опытно-про- мышленной турбоустановке К-500-240, позво- лили выработать обоснованные требования к фундаментам и внедрить соответствующие мероприятия на первом серийном блоке мощ- ностью 500 МВт.

Надежность турбины в значительной мере зависит от разгрузки роторов от повышенных осевых усилий и увеличения несущей способ- ности упорного подшипника [7]. Для однопо- точных цилиндров высокого и среднего давле- ния турбин с промпрегревом полная разгруз- ка роторов от осевых усилий на любых режи- мах эксплуатации практически невозможна. Это связано в первую очередь с широким диа- пазоном стационарных и переходных режи- мов, отличающихся перепадами давлений на ступенях проточной части и думмисах.

Стремление сохранить фиксированное осевое по- ложение ротора, обеспечивающее оптимальные осевые за-

зоры в ЦВД, определяет создание такого расчетного условия в сторону генератора, которое гарантировало бы неизменное осевое положение ротора при техноло- гически допустимых отклонениях в площадях направ- ляющего аппарата. Эти факторы обусловили применение в турбинах СКД упорных подшипников повышенной несущей способности, которые, как показал опыт дли- тельной эксплуатации и динамические испытания тур- бины К-500-240 и К-500-240-2, обладают высокой на- дежностью в любых эксплуатационных режимах.

С целью предотвращения недопустимых термических напряжений и деформаций высо- котемпературных узлов разработаны и внед- рены режимы пуска энергоблоков СКД на скользких параметрах пара и реализовано жесткое нормирование продолжительности разворота и нагружения, а также давления, температуры свежего и вторичного пара в про- цессе пуска. Реализация унифицированной ме- тодики пуска блоков СКД из различных теп- ловых состояний при скользких параметрах пара стала возможной благодаря появлению в схеме котлоагрегата встроенных сепарато- ров и усовершенствованию пусковой схемы с переходом к одноступенчатому байпасиро- ванию турбины в нестационарных режимах. Низкий уровень давления свежего пара в на- чальный период нагружения энергоблока, а затем плавное его повышение одновременно с ростом температуры значительно облегчили термонапряженное состояние толстенных узлов в режимах прогрева, обеспечили на- грузку турбины при полностью открытых кла- панах.

Значительные трудности при эксплуатации турбин СКД представляют режимы сброса на- грузки с удержанием холодного хода или на- грузки собственных нужд. Это связано, как отмечалось выше, с весьма значительным спадом температур при дросселировании пара на клапанах, что вызывает повышенные терм- ческие напряжения в блоках парораспреде- ления, корпусе и роторе ЦВД. В режимах сбро- са нагрузки серьезные затруднения вызывает прием в конденсатор больших расходов пара, сбрасываемого из котла в обвод турбины че- рез ПСБВ.

При пусках из различных тепловых состоя- ний предварительный прогрев наиболее ме- таллоемких высокотемпературных узлов обес- печивается пропуском значительных расходов греющего пара и его конденсата через про- гревные, дренажные и продувочные линии.

Для энергоблоков СКД технико-экономи- ческий оптимум температуры питательной во- ды достигает 265-280°C. Подогрев воды до столь высокой температуры обеспечивается развитой системой регенерации высокого давления, содержащей, как правило, в том числе и в турбоустановке К-500-240-2, три ступени ПВД. Давление верхнего отбора, опре-

деляющего температуру питательной воды и оказывающего значительное влияние на экономичность, составляет 5,5–6,0 МПа (56–61 кгс/см²), а давление воды в трубных пучках ПВД превышает 31 МПа (320 кгс/см²). Появление свища в трубках ПВД представляет серьезную опасность для турбины с точки зрения возможности попадания воды в прочную часть из-за интенсивного переполнения корпуса ПВД, так как струя истекающей среды способна перерезать соседние трубки, что

может еще больше увеличить темп переполнения корпуса. Поэтому значительно усложняются системы защит и блокировок ПВД, причем отказ какой-либо из них может создать аварийную ситуацию на энергоблоке.

Важной особенностью турбоустановок СКД является применение 100%-ного обессоливания основного конденсата, что определяется повышенными требованиями к чистоте питательной воды, предъявляемыми современными прямоточными котлами.

Глава третья

ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

3.1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

Производственная и научно-исследовательская база заводов-изготовителей энергетического оборудования, обширный опыт наладки, доводки и эксплуатации мощных блоков СКД позволили реализовать в турбоустановке К-500-240-2 ряд важных решений, обеспечивших высокую надежность и долговечность, экономичность и эксплуатационную технологичность основного и вспомогательного оборудования. К числу этих решений относятся [66]:

двухниточные паропроводы свежего и вторичного пара;

одноточная схема регенерации низкого и высокого давления на базе укрупненного оборудования;

всережимные питательные насосы с конденсационными приводными турбинами, что позволило отказаться от пускорезервных питательных электронасосов, и т. д.

При разработке тепловой схемы и выборе вспомогательного оборудования главное внимание направлено на обеспечение надежности установки в стационарных и переходных режимах, а также экономичности оборудования при эксплуатации во всем рабочем диапазоне нагрузок.

Высокая экономичность турбоустановки в значительной мере определяется развитой системой подогрева конденсата и питательной воды паром нерегулируемых отборов турбины до температуры 274 °С на входе в котел. Эффективное использование теплоты отборного пара обеспечивается применением подогревателей с относительно низкими температурными напорами, реализацией теплоты перегрева пара в парохладителях ПНД-4 и ПНД-5, ПВД-7, ПВД-8 и ПВД-9, а также благодаря

встроенным охладителям дренажей греющего пара ПВД.

В схеме осуществлена утилизация низкопотенциальной теплоты рабочего пара эжекторов основных и уплотнений, а также теплоты паровоздушной смеси, отсасываемой из крайних камер концевых уплотнений цилиндров турбины.

Удовлетворение требований высокой маневренности и эксплуатационной технологичности достигнуто благодаря простоте и рациональности основных схемных решений, минимуму оперативных переключений при изменении режима работы, высокой механизации и автоматизации переключений за счет широкого применения электроприводов, автоматических регуляторов, а также оптимальной системы защит и блокировок оборудования и арматуры, удобству обслуживания и ремонта основных элементов схемы и арматуры.

Сопоставление тепловых схем серийной и опытно-промышленной турбоустановок [70] показывает существенное различие технико-экономических и эксплуатационных показателей основных схемных решений в пользу турбоустановки К-500-240-2.

При проектировании тепловой схемы турбоустановки выполнен ряд мероприятий, обусловленных режимными характеристиками энергосистем и районом использования блоков с турбоагрегатами К-500-240-2.

При нагрузке турбины 500 МВт, расчетных параметрах свежего и вторичного пара, питательной и охлаждающей воды, без отборов пара сверх штатных отборов в систему регенерации и на приводные турбины питательных насосов расход свежего пара на турбоагрегат не превышает 1516 т/ч. Расчетная производительность котла П-57 составляет 1650 т/ч и

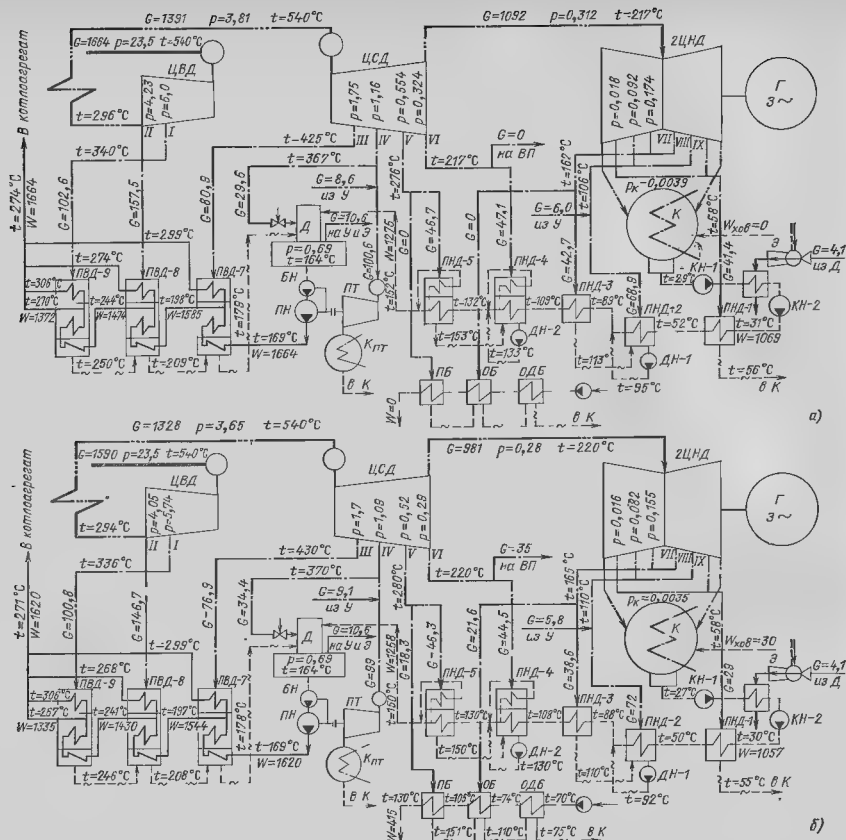


Рис. 3.1. Принципиальная тепловая схема турбоустановки К-500-240-2:

а — режим работы с полностью открытыми клапанами при гарантийных условиях (без отборов пара сверх системы регенерации) $G=1604$ т/ч, $N_0=540$ МВт, $q_{\text{брутто}}=7662$ кДж/(кг·ч) [1830 ккал/(кг·ч)]. Обозначения: G — расход пара, т/ч; ω — расход конденсата и питательной воды, т/ч; p — давление, МПа; t — температура, °С. Остальные обозначения — см. список сокращений, б — режим работы с отборами пара сверх системы регенерации (на теплофикационную установку производительностью 29 МВт, на подогрев воздуха 35 т/ч пара и подогрев добавка химически очищенной воды в конденсаторы в количестве 30 т/ч); $G_0=1590$ т/ч; $N_0=500$ МВт. Обозначения и размерности — см. рис. 3.1

определяется необходимостью сохранения мощности блока 500 МВт при наличии дополнительных отборов пара на собственные нужды электростанции и теплофикационную установку с учетом возможного снижения экономичности турбоагрегата в процессе длительной эксплуатации.

Расчетная теплофикационная нагрузка при работе основного и пикового бойлеров состав-

ляет 29 МВт при температурном графике прямой и обратной сетевой воды 130/70 °С. Основной бойлер обеспечивает около 21 МВт при графике сетевой воды 97/55 °С. Основным и пиковый бойлеры питаются паром соответственно из VII и V отборов.

Отбор пара на сушку топлива не предусматривается, поскольку угли экибастузского месторождения, на базе которых осуществляется строительство электро-

станций с блоками мощностью 500 МВт, имеют влажность не более 8%. Однако в случае установки турбоагрегата в условиях, когда понадобится сушка топлива, для этих целей может быть использован пар IV и V отборов.

На подогрев воздуха, подаваемого в котел, предусматривается отбор пара 35 т/ч из VI отбора, а при пониженных нагрузках блока — из V отбора.

Для обеспечения внешних потребителей (например, при пуске других блоков станции) разрешается отбор пара в количестве до 100 т/ч суммарно с соответствующим снижением мощности из системы промежуточного перегрева пара, но не более 60 т/ч из трубопроводов холодного промеперегрева (остальные 40 т/ч — из трубопроводов горячего промеперегрева). Это требование определяется надежностью промежуточного перегревателя котла.

Выполнение потерь конденсата отбираемого пара осуществляется подачей химочищенной воды в конденсаторы турбины либо в трубопровод после БОУ. Предусмотрена возможность включения в тепловую схему испарительной установки производительностью до 2% расхода свежего пара для выполнения потерь конденсата с питанием ее из VI отбора.

В схеме турбоустановки предусмотрены два питательных насоса с конденсационными турбоприводами, питающимися паром IV отбора. Расчетная производительность каждого насоса 60% номинальной. Резервные насосы с электрическим приводом отсутствуют. Конструкция турбоагрегата допускает установку одного унифицированного 100%-ного турбопитательного насоса с питанием приводной турбины из III отбора. В этом случае в схеме может предусматриваться пускорезервный насос с электрическим приводом.

Структурная формула системы регенерации турбоустановки $5ПНД+Д+3ПВД$ — определяется девятнадцатью подогревом питательной воды в пяти подогревателях низкого давления, деаэраторе и трех подогревателях высокого давления. Кроме того, перед ПНД-1 в трубных пучках охладителей сальникового и основных эжекторов утилизируется тепло пара системы уплотнений и рабочего пара эжекторов.

Принципиальная (расчетная) тепловая схема турбоустановки представлена на рис. 3.1, развернутая тепловая схема — на рис. 3.2.

3.2. ПАРОВОЙ ТРАКТ ТУРБОУСТАНОВКИ

Свежий пар из котла двумя паропроводами $\varnothing 377 \times 60$ мм подводится в паровые коробки двух сторонних клапанов высокого давления. Непосредственно перед клапанами установлены главные паровые задвижки с байпасами D_{y40} (57×11). Применение прогрессивно-разгрузочных байпасов малого диаметра стало возможным благодаря внедрению методики пуска турбоагрегата регулирующими клапанами при скользящем давлении

свежего пара, что значительно упростило схему и компоновку узла главных паропроводов по сравнению с байпасами D_{y100} , применявшимися ранее в схемах блоков мощностью 300 и 500 МВт.

Для исключения тупиковых участков и улучшения условий прогрева главных паропроводов перед пуском включение перемычки, отводящей свежий пар к ПС6У, осуществлено в непосредственной близости к ГПЗ.

При пусках блока, сбросах нагрузки и остановах редуцированный и охлажденный пар после ПС6У направляется трубопроводом D_{y700} мм в три приемных устройства из четырех, расположенных в переходных патрубках конденсаторов.

Для резервирования паром приводных турбин питательных насосов при сбросах нагрузки ниже 30% номинальной (в том числе до холостого хода) на перемычке между паропроводами свежего пара установлена БРОУ-ТПН производительностью 80 т/ч при давлении 15,7 МПа с временем открытия на полный ход до 15 с. БРОУ-ТПН обеспечивает паром приводные турбины, исходя из подачи в котел до 40% номинального расхода питательной воды при давлении за котлом около 8 МПа (80,2 кгс/см²). Установка состоит из парового клапана скальчатого типа, шумоглушителя и парохладителя. БРОУ-ТПН автоматически открывается при падении давления в IV отборе ниже 0,33 МПа (3,36 кгс/см²).

Постоянный прогрев перемычек между главными паропроводами, на которых установлены ПС6У и БРОУ-ТПН, осуществляется при работе блока за счет перетечек свежего пара вследствие имеющейся неравномерности давления в обоих паропроводах.

Тракт промежуточного перегрева пара выполнен двухниточным. Отвод пара после ЦВД в промеперегреватель котла осуществлен трубопроводами $\varnothing 630 \times 17$, подвод вторично перегретого пара к двум блокам клапанов ЦСД — трубопроводами $\varnothing 720 \times 22$. Подвод пара от блоков клапанов в корпус ЦСД выполнен симметрично в верхнюю и нижнюю половины — перепускными трубопроводами D_{y600} . В верхнюю половину ЦСД пар поступает от левого блока клапанов, в нижнюю — от правого блока.

В тракте промеперегрева не предусмотрена установка дополнительной запорной арматуры.

При пусках, остановах и сбросах нагрузки отвод пара из системы промежуточного перегрева блоков, выпущенных до 1977 г., осуществлялся через автоматический сбросной клапан с гидравлическим сервомотором,

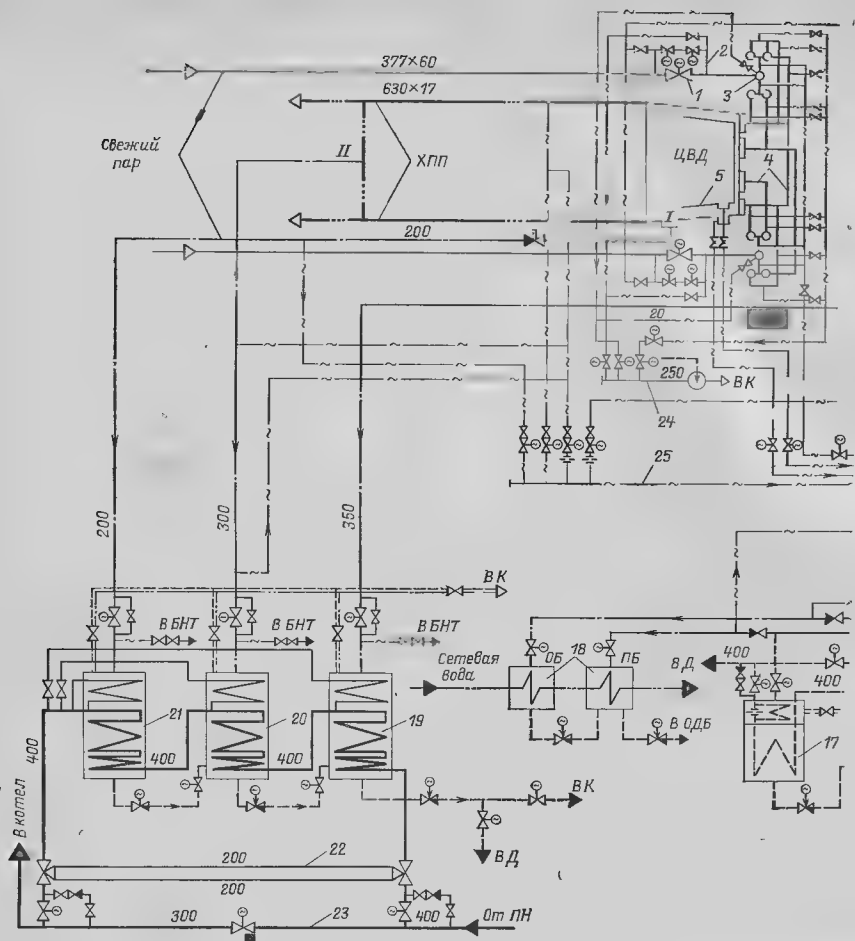
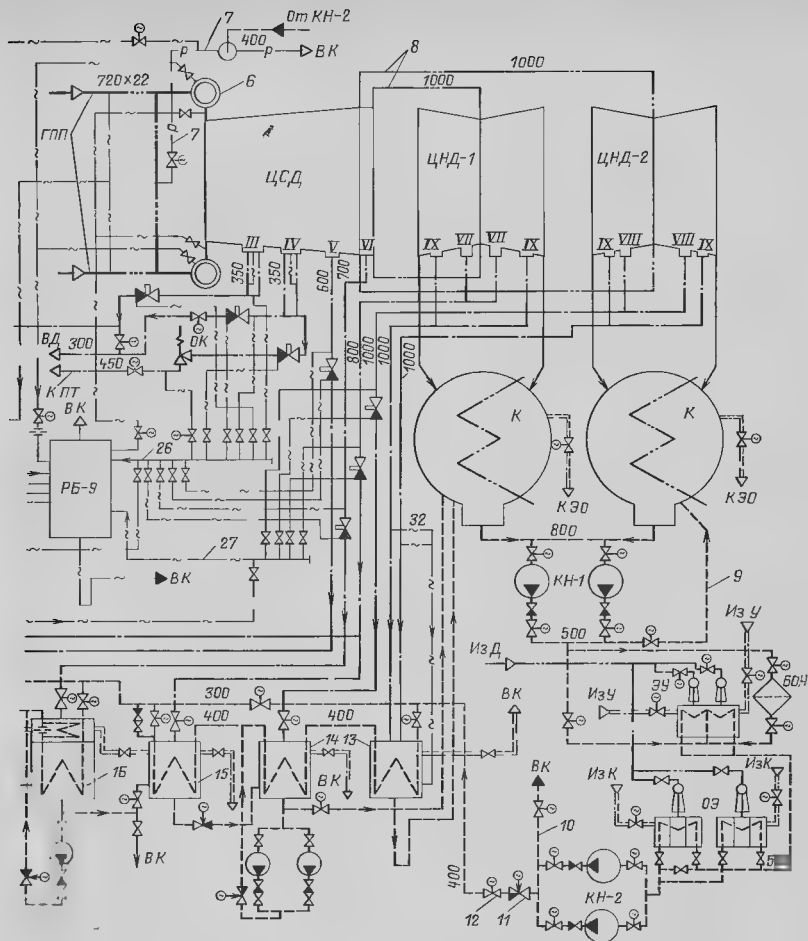


Рис. 3.2. Развернутая тепловая схема турбоустановки К-500-240-2:

1 — ГПЗ; 2 — байпас ГПЗ (D_y 40); 3 — БПР; 4 — перепускные трубопроводы ВД; 5 — внутренний корпус ЦВД; 6 — БКП; 7 — подъема; 11 — клапан регулятора уровня в конденсаторах; 12 — дроссельная задвижка; 13—17 — ПНД-1 — ПНД-5; 18 — теплофи-
коллектор; 22, 26, 27 — коллекторы дренажей высокого, среднего и низкого давления

управляемым вентилем D_{350} с электрическим приводом. Электрифицированная задвижка, устанавливаемая после клапана, была постоянно открыта и использовалась лишь в случаях периодического расхаивания сбросного клапана при работе турбины под нагрузкой.

Исследования динамики переходных режимов турбоустановок К-300-240-2 и К-500-240-2 показали целесообразность отказа от быстродействующего сбросного клапана с возложением его функций на электрифицированную двухпозиционную задвижку, управ-



линии прогрева и обеспечения промперегрева; 8 — ресиверы ЦНД; 9, 10 — линии рециркуляции конденсатных насосов 1-го и 2-го каскадных установок; 19—21 — ПВД-7—ПВД-9; 22 — автоматический байпас ПВД; 23 — пусковой байпас ПВД; 24 — продольный

ляемую по тем же командам, что и сбросной клапан. В связи с этим сбросной клапан исключен из схем турбоустановки последующих выпусков.

После задвижки на трубопроводе обеспечения промперегрева устанавливается па-

роохладитель, обеспечивающий снижение температуры редуцированного пара до 200—220 °С. Охлажденный пар сбрасывается в переходный патрубок конденсатора через специальное приемное устройство с парохладителем вторичного впрыска.

В случае ликвидации сбросного клапана на действующем блоке необходимо иметь в виду, что задвижка с электроприводом, выполняющая его функции, должна быть максимально приближена к перемычке между паропроводами горячего промпрегрева для предотвращения образования тупикового участка, постоянное дренирование которого вызовет существенную потерю экономичности.

Пар, отработавший в ЦСД, по двум парам ресиверов $\varnothing 1000$ мм направляется в цилиндры низкого давления. При этом в ЦНД-I рабочий пар поступает двумя наклонными ресиверами из патрубков верхней половины корпуса ЦСД, а в ЦНД-II—двумя горизонтальными ресиверами из патрубков нижней половины ЦСД.

Характеристики отборов пара в аппараты системы регенерации, на приводные турбины питательных насосов, теплофикационную установку и воздухоподогреватель котла представлены в табл. 2.2.

Для защиты турбоагрегата от разгона паром, содержащимся в аппаратах системы регенерации и трубопроводах, а также для предотвращения повреждения проточной части водой в случае выброса ее из корпусов подогревателей при сбросе нагрузки на трубопроводах отборов установлены обратные клапаны типа КОС с гидравлическими сервомоторами для принудительного закрытия [8].

Дополнительные обратные клапаны-захлопки устанавливаются на трубопроводах к деаэратору, бойлерам теплофикационной установки и другим потребителям, имеющим значительные паровые и водяные объемы и резервные линии питания паром. На трубопроводе II отбора обратный клапан не устанавливается, поскольку выброс пара из ПВД-8 не создает опасности для турбины.

Отказ от установки обратного клапана на трубопроводах IX отбора к ПНД-1 определяется низким потенциалом рабочего тела этого отбора и, следовательно, малым влиянием на заброс частоты вращения ротора при сбросе нагрузки.

3.3. ТРАКТ ОСНОВНОГО КОНДЕНСАТА

Пар, отработавший в турбине, конденсируется на трубных пучках конденсаторов. Конденсат отработанного пара сливается в конденсатосборник, откуда по коллектору D_3800 поступает на всас конденсатных насосов. Поддача основного конденсата через систему регенерации низкого давления в деаэратор осуществляется двумя группами конденсатных насосов. Разбивка конденсатного тракта на две ступени сжатия воды потребовалась в связи с необходимостью,

в схему фильтров БОУ и невозможности работы фильтров существующей конструкции под полным давлением, необходимым для прокачки конденсата через аппараты системы регенерации низкого давления в деаэратор.

Первая группа состоит из одного рабочего и одного резервного насосов КСБ-1600-90 производительностью $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$ каждый при напоре $0,9 \text{ МПа}$ ($9,2 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

Расчетный напор в коллекторе насоса КН-1 определен для гидравлическим сопротивлением блочной обессоливающей установки 600 кПа ($6,12 \text{ кгс}/\text{см}^2$), эжекторной группы 70 кПа ($0,71 \text{ кгс}/\text{см}^2$), трубопроводов и арматуры 50 кПа ($0,51 \text{ кгс}/\text{см}^2$) и необходимым давлением на всасе коллектора насоса КН-2 около $0,2 \text{ МПа}$ ($2,04 \text{ кгс}/\text{см}^2$).

Из напорного коллектора насоса КН-1 имеются отводы конденсата

отвод D_500 на БОУ и в ввод ее в случае повышенной температуры конденсата;

отвод D_200 с регулирующим клапаном в сливной циркуляционный водовод для сброса загрязненного конденсата при пуске конденсационной установки либо при промывке проточной части влажным паром;

отвод D_{150} с импульсным соленоидным клапаном, подающим конденсат в систему водоснабжения сервомоторов обратных клапанов отборов (резервная линия).

Добавок обессоленной воды из общестанционного коллектора может осуществляться непосредственно в конденсаторы по трубопроводам нормальной (D_{100}) и аварийной (D_{150}) подпитки либо в трубопровод основного конденсата после БОУ.

Регулирование коллектора насоса КН-1 при пуске конденсационной установки осуществляется трубопроводом D_{250} с запорной задвижкой и регулирующим клапаном перед всасывающим коллектором конденсатных насосов второй ступени. Конденсатопровод между коллекторами насосов КН-1 и КН-2 выполнен D_{500} мм.

Блочная обессоливающая установка предназначена для очистки полного расхода основного конденсата и работает по схеме: обезжелезивание на намывных целлюлозных фильтрах, обессоливание на фильтрах смешанного действия с выносной регенерацией ионитов. Производительность ус нов — $1600 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В состав БОУ входят четыре целлюлозных фильтра $\varnothing 2000$ мм производительностью $500 \text{ м}^3/\text{ч}$ каждый, три фильтра смешанного действия $\varnothing 3400$ мм производительностью $900 \text{ м}^3/\text{ч}$ каждый с выносной регенерацией.

Схемой предусмотрен обвод фильтров смешанного действия при повышении температуры основного конденсата более 40°C . На

обводной линии установлена дроссельная шайба для понижения давления конденсата, подаваемого на всас коллектора насоса КН-2.

После БОУ основной конденсат проходит через трубный пучок эжектора уплотнений, в котором утилизируется теплота рабочего пара и паровоздушной смеси, отсасываемой из системы концевых уплотнений турбины. Пароструйный эжектор уплотнений типа ЭУ-16 выполнен двухсекционным по рабочему пару с двумя соплами.

В качестве основных эжекторов, отсасывающих паровоздушную смесь из конденсаторов, использованы два пароструйных эжектора ЭП-3-50/150. Пароохладители этих эжекторов включены в тракт основного конденсата параллельно, непосредственно после эжектора уплотнений. При нормальной плотности вакуумной системы работу конденсаторов обеспечивает один основной эжектор, а второй находится в резерве и включается при необходимости дистанционно последовательным открытием задвижек на подводе рабочего пара и отсосе паровоздушной смеси. На случай ремонта одного из основных эжекторов имеется одна и та же линия D_y300 .

Применение схемы с пропуском всего основного конденсата через пароохладители эжекторов значительно упростило конструктивную часть компоновки благодаря отказу от регулируемого обвода эжекторной группы стью конденсата.

Вторая группа конденсатных насосов состоит из двух насосов ЦН-1600-220 (один рабочий, второй резервный) производительностью 1600 м³/ч каждый с напором около 2,2 МПа (22,4 кгс/см²). Из папорного коллектора насоса КН-2 выполнены следующие отводы конденсата:

отвод D_y400 через автоматический клапан регулятора уровня в систему регенерации низкого давления;

отвод D_y200 с автоматически управляемой электрифицированной задвижкой и шайбовым набором для обеспечения автоматической рециркуляции конденсата при пусках, остановах и сбросах нагрузки;

отвод D_y200 к фильтрам системы регулирования в случае ее работы по разомкнутой схеме водоснабжения;

отвод D_y125 на впрыскивающие пароохладители приемных устройств конденсаторов для пара после ПСБУ;

отвод D_y150 в систему водоснабжения остальных пароохладителей турбоустановки (охлаждение выхлопных патрубков ЦНД, впрыск после БРОУ-ТПН, впрыск после сбросного клапана и в пароохладитель его приемного устройства);

отвод D_y100 на уплотнения питательных насосов;

отвод D_y100 на первичный впрыск после ПСБУ;

отвод D_y100 на клапаны автоматической защиты ПВД;

отвод D_y50 в пароохладитель продувочного коллектора;

отвод D_y32 для подпитки системы водоснабжения сервомоторов обратных клапанов отборов.

В турбоустановке К-500-240-2 применена раздельная схема регулирования уровня и рециркуляции конденсата (рис. 3.3,б), которая по сравнению со связанной схемой, используемой в турбоустановках К-300-240 и К-500-240-1 (рис. 3.3,а), обладает более высокими показателями надежности, экономичности и маневренности. В ранее применявшихся схемах автоматический трехходовой клапан выполнял двойную функцию:

а) управление уровнем в конденсатосборнике;

б) обеспечение рециркуляции конденсата при снижении расхода в систему ПНД.

При этом открытие встроенного клапана рециркуляции конденсата обеспечивалось при достижении определенного положения основного клапана, управляющего уровнем в конденсатосборнике. Таким образом, применение трехходового клапана определяет жесткую зависимость расхода рециркулирующего конденсата от расхода основного конденсата

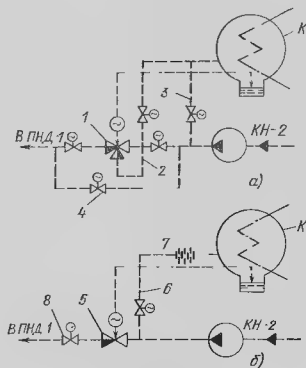


Рис. 3.3. Схема регулирования уровня конденсата в конденсаторе и рециркуляции:

а — старого типа (турбины К-500-240, К-300-240); б — новая (турбина К-500-240-2); 1 — клапан регулятора уровня и рециркуляции (трехходовой); 2 — линия автоматической рециркуляции; 3 — линия «ручной» рециркуляции; 4 — резервная линия с регулирующим органом; 5 — клапан регулятора уровня в конденсаторах (проходной); 6 — линии автоматической рециркуляции; 7 — шайбовый набор; 8 — регулируемый дроссель для разгрузки клапана 5

в систему регенерации. Очевидно, что рециркуляция конденсата требуется лишь при нагрузках не выше 0,3 номинальной для предотвращения «запаривания» конденсатного насоса и обеспечения нормальной работы охладителей эжекторов.

Применение трехходового клапана регулятора уровня и рециркуляции оправдано для турбоустановок электростанций с поперечными связями благодаря тому, что как в стационарных, так и в переходных режимах эксплуатации расход основного конденсата, обеспечиваемый конденсатным насосом каждой турбоустановки, равен расходу в систему регенерации (стационарные режимы) либо сумме расходов конденсата в систему регенерации и на рециркуляцию (переходные режимы).

В нестационарных режимах блочных турбоустановок положение клапана регулятора уровня, как правило, не определяет производительность конденсатного насоса из-за наличия значительных расходов воды, от водных непосредственно после насоса в систему впрыскивающих парохладителей, на уплотнения питающих насосов и т.д. Эти дополнительные отводы конденсата сами по себе являются рециркулирующими и в зависимости от режима (пуск, останов, сброс нагрузки) их величина (расход) изменяется в широких пределах, что исключает однозначность зависимости между положением клапана регулятора уровня и расходом конденсата через охладители эжекторов и конденсатный насос. Неоднозначность расходных характеристик систем основного конденсата блочных установок в нестационарных режимах усугубляется приемом значительных расходов пара и воды в конденсатор через ПСБВ, из растопочного расширителя и линии обеспаривания промперегрева, а также наличием подпитки блока обессоленной водой, которая осуществляется в конденсатор либо в деаэрактор.

Кроме того, необходимо отметить значительный избыточный напор конденсатных насосов практически всех типоразмеров, что является причиной работы клапанов регуляторов уровня конденсата турбоустановок мощностью 160, 300 и 500 МВт при весьма малых величинах открытия клапанов.

Все указанные обстоятельства определяют несвоевременное открытие встроенных клапанов автоматической рециркуляции конденсата и существенный перерасход электроэнергии на собственные нужды. В связи с этим в турбоустановках с трехходовыми клапанами линия автоматической рециркуляции обычно полностью выводится из работы, а при необходимости используется резервная линия рециркуляции с дистанционно управляемой задвижкой. При этом расход рециркулирующего конденсата определяется напором насоса КН-2 и во много раз превышает необходимый расход для обеспечения нормальной работы насоса и эжекторов. Сложность конструкции трехходового клапана и тяжелые условия его работы снижают надежность, в связи с чем в схемах турбоустановок мощностью 160 и 300 МВт предусматриваются резервный байпас с электрифицированной регулирующей задвижкой и две задвижки, отключающие клапан для ремонта.

В турбоустановке К-500-240-2 вместо трехходового клапана установлен проходной клапан (рис. 3.3,б), обеспечивающий только регулирование уровня в конденсаторах, благодаря чему его конструкция более проста и

надежна, что позволило отказаться от резервного обвода и отключающих ремонтных задвижек. Рециркуляция конденсата осуществляется отдельной линией с автоматической двухпозиционной задвижкой, управляемой по командам от дифференциального манометра, измеряющего расход через эжекторную группу (по величине перепада давлений на ней). Шайбовый набор на линии автоматической рециркуляции ограничивает расход через нее расходом около 500 т/ч, который определяется минимальной производительностью конденсатных насосов и работоспособностью эжекторов.

Важной особенностью системы регулирования уровня в конденсаторах является возможность двухпозиционной настройки датчика регулятора уровня [25]. При нормальном вакууме в конденсаторах автоматически поддерживается расчетный уровень в конденсатороборборниках, обеспечивающий требуемый подпор на всасе коллектора насоса КН-1 и вакуумную деаэрацию конденсата. При пуске либо останове турбины и ухудшенном вакууме осуществляется автоматическое поддержание повышенного уровня в конденсаторах с заливом нижних рядов охлаждающих трубок конденсатора и соответствующим переохлаждением конденсата, что предотвращает повреждение фильтров БОУ конденсатом высокой температуры.

Для снятия с клапана регулятора уровня избыточного перепада давлений, обусловленного повышенным (для обеспечения работы системы регулирования по разомкнутой схеме) напором коллектора насоса КН-2, после этого клапана установлена дополнительная задвижка, используемая в качестве постоянного сопротивления и настраиваемая таким образом, чтобы при максимальном расходе основного конденсата на ПНД перепад давлений на клапане составлял 0,1 МПа (1,02 кгс/см²).

Таким образом, раздельная схема регулирования уровня и рециркуляции конденсата турбоустановки К-500-240-2 не только повысила надежность и экономичность оборудования, но и позволила по сравнению со схемами этих узлов в турбоустановках К-300 240 и К-500-240 исключить три единицы арматуры большого диаметра. На трубопроводе основного конденсата перед ПНД-1 установлен обратный клапан, предназначенный для предотвращения обратного потока воды и пара из деаэратора в случае остановки конденсатных насосов.

В схеме турбоустановки отсутствует конденсатный охладитель для утилизации теплоты, отводимой от генератора, имеется лишь охладитель, работающий на циркуляционн

воде. Отказ от конденсатного охладителя обусловлен тем, что вытеснение отбора пара перед 5-й ступенью ЦНД на ПНД-1 термодинамически нецелесообразно, так как увеличение выхлопной потери в этом случае сводит на нет дополнительную выработку мощности последней ступенью ЦНД.

3.4. СИСТЕМА РЕГЕНЕРАЦИИ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Система регенерации разделена на две группы для аварийного отключения по основному конденсату. В первую группу входят ПНД-1, ПНД-2 и ПНД-3, во вторую ПНД-4 и ПНД-5. При выходе из строя любого ПНД автоматически закрываются задвижки до и после соответствующей группы подогревателей и открывается обводная линия.

При проектировании схемы учитывалась возможность значительной форсировки ПНД-4 и ПНД-5 и деаэратора, допускающих нагрев полного расхода основного конденсата в случае отключения первой группы ПНД. Кроме ПНД, в систему входят дренажные насосы.

Защита ПНД от повышения уровня в корпусах выполнена по двум пределам: по первому пределу включается световая и звуковая сигнализация на БЦУ, а по второму производится автоматическое отключение соответствующей группы ПНД по основному конденсату и рабочему пару и включение обводной линии.

На обводах задвижек, отключающих группы ПНД по основному конденсату, установлены нормально открытые вентили и обратные клапаны D_{32} , предназначенные для предотвращения недопустимого повышения давления в трубной системе отключенных ПНД в случае неплотности арматуры на подводе пара в один из отключенных подогревателей. Например, при отключении второй группы ПНД и неплотности задвижки на подводе пара в ПНД-5 конденсат, оставшийся в его трубной системе, может быть в принципе нагрет до температуры пара в V отборе турбины, что вызовет соответствующее повышение давления и разрыв трубок ПНД. Обводные линии D_{32} защищают трубные системы ПНД от разгерметизации в таких случаях.

Весь тракт основного конденсата от напорного коллектора насоса КН-2 до деаэратора выполнен на рабочее давление 3,9 МПа, (39,8 кгс/см²), хотя нормальное давление после коллектора насоса КН-2 не превышает 2,5 МПа (25,5 кгс/см²). Это связано с возможностью опрессовки трубопроводов, трубной системы и водяных камер ПНД суммарным напором конденсатных насосов I и II

ступеней около 3,8 МПа (38,8 кгс/см²) в случае закрытия одной из задвижек в тракте основного конденсата.

Для повышения экономичности подогреватели ПНД-4 и ПНД-5 снабжены встроенными парохладаителями, обеспечивающими реаллизацию значительного перегрева пара V и VI отборов. Все ПНД выполнены без охладителей дренажа греющего пара.

На паропроводах V, VI и VII отборов на подогреватели ПНД-5, ПНД-4 и ПНД-3 установлены обратные клапаны с гидравлическими сервомоторами и запорные задвижки. На паропроводе VIII отбора к подогревателю ПНД-2 установлен только обратный клапан, а на паропроводе IX отбора, учитывая низкий потенциал пара этого отбора с точки зрения влияния на повышение частоты вращения ротора турбоагрегата при полном сбросе нагрузки, никакой арматуры не устанавливают.

Система дренажей греющего пара ПНД выполнена двухкаскадной, имеющей две группы дренажных насосов. Дренаж греющего пара подогревателя ПНД-5 сливается в подогреватель ПНД-4. Дренажный насос БН-7×2а производительностью 128 м³/ч при напоре около 1,5 МПа (150 м вод. ст.) подает дренаж в трубопровод основного конденсата после подогревателя ПНД-4.

Дренаж подогревателя ПНД-3 сливается в подогреватель ПНД-2, откуда вместе с дренажем этого подогревателя насосом КСВ-200-220 (один насос рабочий, второй резервный) производительностью 200 м³/ч при напоре около 2,2 МПа (220 м вод. ст.) подается в трубопровод основного конденсата после подогревателя ПНД-2.

В случае выхода из строя дренажного насоса подогревателя ПНД-4 дренажные насосы подогревателя ПНД-2 обеспечивают закачку в трубопровод основного конденсата всего каскада дренажей подогревателей ПНД-2 ПНД-5. Дренаж подогревателя ПНД-1 через гидравлический затвор высотой 4 м сливается непосредственно в конденсатор.

При пусках блока до включения в работу дренажных насосов дренажи ПНД параллельными пускорезервными линиями сливаются в конденсатор. На этих линиях устанавливаются только электрифицированные запорные задвижки.

Из трубопровода основного конденсата после подогревателя ПНД-5 имеются следующие отводы:

отвод D_{3400} в деаэратор;

отвод D_{200} в сбросной циркуляционный водовод (включается при промывке системы регенерации);

отвод D_{150} в систему водоснабжения сервомоторов обратных клапанов отборов.

3.5. ПИТАТЕЛЬНО-ДЕАЗРАТОРНАЯ УСТАНОВКА

Общая характеристика питательно деазаторной установки приведена в гл. 1. Ниже представлено описание схемы включения и подробное описание элементов этой установки [51].

В состав питательно-деазаторной установки входят деазаторы, пусковые подогреватели низкого давления, предвключенные (бустерные) и главные питательные насосы, приводные турбины питательных насосов с вспомогательным оборудованием.

Деазаторы. Два деазатора производства БКЗ с деазационными колонками ДСП-800 производительностью по питательной воде 800 т/ч каждый включены параллельно и осуществляют нагрев конденсата до 164,2°C и удаление из него неконденсирующихся газов. Номинальное давление в деазаторах 0,69 МПа (7,0 кгс/см²). Деазаторы установлены на отметке 28 м, что обеспечивает необходимый подпор давления на всас бустерных насосов с запасом от вскипания 13°C.

Емкость каждого деазаторного бака составляет 100 м³. Следовательно, в случае временного прекращения подачи конденсата из системы ПНД обеспечивается более чем пятиминутный запас воды при номинальной производительности питательных насосов.

Основной конденсат после подогревателя ПНД-5 поступает двумя трубопроводами $D_y 300$ в верхнюю часть каждой из деазационных колонок, а отводится из деазаторных баков трубопроводами $D_y 500$, объединяющимися в общий коллектор $D_y 800$, откуда подается на всас бустерных насосов.

На головном блоке установлены деазаторы с барботажным устройством в баке-аккумуляторе и с двумя струйными тарелками в деазационной колонке.

Теплохимические испытания аналогичных деазаторов на Назаровской ГРЭС выявили ряд недостатков, главным из которых является низкая глубина деазации при отключенной барботажной ступени. В то же время использование затопленного в баке барботажного устройства связано с опасностью заброса воды в турбину через отбор в случае сброса нагрузки и отказа в работе обратных клапанов.

УралВТИ разработана и внедрена модернизированная конструкция деазаторов с заменой струйных тарелок в деазационной колонке водораспределительным и компактным барботажным устройствами. При этом из бака-аккумулятора удалена барботажная приставка.

Реконструкция обеспечила резкое увеличение глубины деазации, стабилизацию основной характеристики деазатора во всем диапазоне нагрузок и возможность работы при больших тепловых нагрузках в режимах растопки котла с исключением гидравлических ударов

Испытания деазаторов показали, что в диапазоне нагрузок блока от 10 до 100% номинальной без использования барботажной приставки в баке аккумулятора средняя концентрация кислорода в деазированной воде при нагревах от 17 до 80°C не превышала 5 мкг/кг против допустимых 10 мкг/кг, а свободная углекислота в питательной воде отсутствовала. При этом давление в колонках изменялось от 0,1 до 0,69 МПа (от 1,02 до 7,0 кгс/см²).

Испытания модернизированных деазаторов на предельных режимах работы при тепловой нагрузке более 93 МВт и расходе воды из деазаторных баков 1550 т/ч показали устойчивость и надежность гидродинамики и рабочей характеристики деазаторов

Питание деазатора паром осуществляется из следующих источников:

из IV отбора — при эксплуатации блока с нагрузкой выше 0,7—0,75 максимальной;

из III отбора — в диапазоне нагрузок 0,5—0,7 максимальной;

паром из коллектора собственных нужд — при нагрузках ниже 0,5 максимальной (в том числе в начальный период пуска и после сброса нагрузки).

При пусках блока после появления в расхоном расширителе насыщенного пара с давлением 0,7—0,8 МПа (7,15—8,15 кгс/см²), питание деазатора переводится на этот источник независимо от коллектора собственных нужд.

Необходимость переключения питания деазатора на более высокопотенциальный источник пара при относительно высокой нагрузке обусловлена значительным сопротивлением его клапана регулятора давления. Уменьшение сопротивления узла питания деазатора может быть достигнуто использованием пускового клапана в диапазоне нагрузок 0,5—0,7 максимальной, как это предусмотрено схемой деазаторной установки энергоблока Троицкой ГРЭС, либо установкой двухпозиционной задвижки на байпасе клапана регулятора давления в деазаторе, управляемой концевыми выключателями клапана.

На трубопроводе питания деазатора паром IV отбора устанавливаются последовательно обратный клапан с гидроприводом типа КОС и обратный клапан-захлопка с целью предотвращения разгона турбины паром из деазатора, II отбора или постороннего источника при полном сбросе нагрузки и от сброса воды из влажного пара в проточную часть

Необходимо особо подчеркнуть важность поддержания в работоспособном состоянии блокировок и электроприводов задвижек автоматического переключения питания деазатора, поскольку отказ этих элементов может привести к тяжелой аварии турбоагрегата не только вследствие разгона, но и из-за попадания в ПСД влажного пара при сбросе нагрузки либо при пуске из горячего состояния. Конечные выключатели «закрыто» этих задвижек должны быть выставлены таким образом, чтобы гарантировать плотность запорных органов после их закрытия.

Пусковые подогреватели низкого давления. Особенностью схемы деазаторной установки является отсутствие охладителей вы-

пара для утилизации теплоты парогазовой смеси в связи с использованием выпара деаэраторов в качестве рабочего пара эжекторов турбоустановки. Это позволило повысить экономичность на 0,2% по сравнению с ранее применявшейся схемой включения охладителей выпара с подачей в трубный пучок охлаждающего конденсата из напорного коллектора КН-2.

Другим результатом модернизации схемы утилизации выпара деаэратора является применение предусмотренных первоначальной схемой охладителей выпара в качестве пусковых подогревателей низкого давления для предварительного подогрева конденсата перед деаэратором и улучшения деаэрации питательной воды при пусках блока.

Два пусковых ПНД типа ПН-130-16/9-II на рабочее давление 0,88 МПа (9,0 кгс/см²) с поверхностью нагрева 130 м² каждый обеспечивает нагрев до 630 т/ч основного конденсата при пусках блока до 90—100°C благодаря подаче греющего пара от постороннего источника либо растопочного расширителя непосредственно из трубопровода питания деаэратора.

Применение пусковых ПНД и модернизация деаэраторов по проекту УралВТИ обеспечивают нормальную деаэрацию и подогрев воды в деаэраторе до 150—160°C еще до пуска турбоагрегата, что, в свою очередь, позволяет включить питание эжекторов и уплотнений из деаэратора в начальный период пуска блока. При нормальной эксплуатации пусковые ПНД отключаются запорной арматурой по пару и основному конденсату.

Бустерные насосы. В схемах первых блоков мощностью 500 МВт до накопления опыта эксплуатации установлены две группы бустерных насосов, включенные параллельно. Основными являются «навешенные» насосы, работающие через понижающие редукторы от валов приводных турбин.

В качестве «навешенных» использованы два насоса ПД-1600-180-1 СНЗ производительностью каждый 1000 м³/ч при напоре около 2 МПа (20,3 кгс/см²) 31,8 с⁻¹ (1910 об/мин) с одноступенчатым редуктором Р-1А с передаточным числом 2,46. Четыре резервных насоса 12ПД-8 СНЗ имеют производительность 650 м³/ч каждый при напоре около 1,5 МПа (15,3 кгс/см²) и 50 с⁻¹ (3000 об/мин) с приводом от электродвигателей АЗ-500 мощностью 500 кВт при 50 с⁻¹.

С учетом положительного опыта эксплуатации «навешенных» бустерных насосов, резервные насосы с электроприводом исключены из схем блоков. На всас бустерных насосов питательная вода из деаэраторов поступает по двум трубопроводам Д_в 400. Рецир-

куляция бустерных насосов осуществляется из всасывающего трубопровода главных питательных насосов двумя трубопроводами, объединяющимися в коллекторе.

Питательные насосы. Первые блоки мощностью 500 МВт оснащены двумя питательными насосами ПТН-950-350 производительностью 950 м³/ч при давлении на напоре 34,3 МПа (350 кгс/см²), каждый из которых обеспечивает более 60% нагрузки блока по питательной воде.

В связи с прекращением производства таких насосов в качестве временного решения несколько блоков укомплектованы насосами ПТН-1700-350 производительностью 1700 м³/ч при давлении 34,3 МПа (350 кгс/см²). Начиная с 1978 г., блоки мощностью 500 МВт оснащаются питательными насосами ПТН-950-350 производительностью 950 м³/ч.

При нормальной эксплуатации блока питание паром приводных турбин питательных насосов осуществляется из IV отбора, а при сбросах нагрузки — редуцированным свежим паром через БРОУ ПТН. При пусках блока пар на турбопривод поступает от постороннего источника через коллектор собственных нужд.

На трубопроводе IV отбора к приводным турбинам, кроме обратного клапана с гидроприводом, установлены отсекающий клапан Д_в 450 и запорная задвижка с электроприводом. Отсекающий клапан защищает турбину от разгона через трубопровод IV отбора и автоматически закрывается при включении БРОУ-ПТН или открытия задвижки от коллектора собственных нужд, а также при падении давления в IV отборе ниже 0,33 МПа (3,4 кгс/см²).

Отвод конденсата из конденсаторов приводных турбин питательных насосов может осуществляться в конденсатор главной турбины без установки специальных насосов. Это возможно благодаря геодезической разности высотных отметок этих конденсаторов, а также разности давлений в них при нормальной работе блока. В связи с этим возможны отказ от конденсатных насосов приводных турбин и беззасосная транспортировка конденсата в конденсатор главной турбины. На случай пробного пуска турбопитательного агрегата при отсутствии вакуума в главном конденсаторе целесообразно сохранение в схеме одного насоса на оба турбопривода с целью перекачки конденсата в дренажные баки либо БЗК.

3.6. СИСТЕМА РЕГЕНЕРАЦИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Турбоустановка укомплектована тремя подогревателями высокого давления ПВ-2300-380.

В подогревателях, снабженных встроенными пароохладителями для наиболее эффективной реализации теплоты перегрева пара, а также встроенными охладителями дренажа,

осуществляется [34] нагрева питательной воды до 274 °С.

Параллельное включение парохладителей по питательной воде реализовано путем отвода части воды после собственно подогревателя в парохладитель, где осуществляется ее нагрев до температуры, существенно превышающей температуру насыщения при давлении в соответствующем отборе. Нагретая таким образом часть питательной воды подмешивается к основному потоку после ПВД-9.

Описанная схема включения парохладителей повышает экономичность блока за счет термодинамически более эффективного использования теплоты перегрева отборного пара.

По сравнению с ранее выпускавшимися аппаратами новые ПВД отличаются следующими особенностями:

применением одноплоскостных спиральных змеевиков, которые вместе с одноходовым движением воды в собственно подогревателе позволили обеспечить в шестиколлекторном аппарате безопасные и экономичные (менее 2 м/с) скорости воды в змеевиках и общее гидравлическое сопротивление группы ПВД не более 0,65 МПа (6,6 кгс/см²);

поперечным двухпоточным многоходовым движением пара в парохладителе (ПО), которое повысило эффективность теплообмена при незначительном паровом сопротивлении; поперечным многоходовым движением воды в охладителе дренажа (ОД) с нижним вводом дренажа в ОД.

Схема включения парохладителя представлена на принципиальной тепловой схеме турбоустановки (см. рис. 3.1).

После питательных насосов вода поступает к подогревателю высокого давления. На входе питательной воды в ПВД установлены задвижки с байпасными линиями D_{y20} . На обводе задвижки на линии питательной воды после ПВД установлен байпас D_{y20} с нормально открытым вентилем и обратными клапанами для предотвращения недопустимого повышения давления в трубных пучках в случае отключения ПВД и наличия пропаривания задвижки подвода пара в ПВД-7.

Пускорезервный байпас ПВД выполнен трубопроводом $\varnothing 377 \times 45$ с двумя электрифицированными задвижками. Аварийный (автоматический) байпас осуществлен двумя трубопроводами $\varnothing 273 \times 32$.

В схеме принята защита ПВД от повышения уровня в корпусах с установкой сбросного и обратного клапанов с двухтрубным аварийным байпасом. При подаче команды от первого аварийного уровня в любом подогревателе автоматически закрываются главные питательные задвижки на входе и выходе

ПВД и задвижки подачи греющего пара к подогревателям. По той же команде открываются задвижки на пускорезервном байпасе ПВД. При достижении второго аварийного уровня подается команда на отключение питательных насосов и останов блока.

На трубопроводах отвода питательной воды после парохладителей ПВД-7 и ПВД-8 имеются ограничительные шайбы и задвижки. Последние установлены для возможности отключения соответствующих парохладителей при сниженных нагрузках блока и номинальном давлении в деаэраторе. По мере снижения нагрузки расход греющего пара на ПВД-7, а затем и на ПВД-8 падает до нуля, причем интенсивность уменьшения этих расходов значительно выше, чем темп снижения нагрузки, так как падает не только расход питательной воды, но и нагрев в соответствующих ПВД. В связи с этим при нагрузках ниже 0,7 номинальной питательная вода, проходящая через ПО-7 (а при более низких нагрузках и вода после ПО-8), имеет температуру меньшую, чем основной поток питательной воды после ПВД-9. Поэтому при пониженных нагрузках для предотвращения ухудшения экономичности (при поддержании номинального давления в деаэраторе) целесообразно отключать ПО-7.

Перевод деаэратора на скользящий режим давления среды при сниженных нагрузках дает возможность отказаться от установки задвижек после парохладителей ПВД-7 и ПВД-8, так как благодаря этому режиму в рабочем диапазоне нагрузок блока обеспечивается практически постоянный нагрев воды в ПВД и сохраняется эффективность парохладителей, температура воды после которых всегда выше температуры основного потока после ПВД-9.

Все ПВД связаны последовательно трубопроводами отсоса неконденсирующихся газов с конденсатором, поскольку открытие отсосов для продувки паровых пространств ПВД осуществляется периодически на короткое время. Периодичность продувки (2—4 раза в месяц) определяется в опытным порядке по изменению недогрева питательной воды в ПВД.

На трубопроводах подвода греющего пара ко всем ПВД установлены электрифицированные запорные задвижки с байпасами D_{y20} , включенные в систему автоматики и защиты ПВД, а на трубопроводах ПВД-7 и ПВД-9 установлены обратные клапаны с гидроприводом, обеспечивающие защиту турбины от разгона паром, содержащимся в ПВД, и от заброса воды в проточную часть ЦВД и ЦСД. На трубопроводе II отбора обратный клапан не устанавливается, поскольку паровой и водяной объемы, содержащиеся в ПВД-8, не влияют на надежность и динамические характеристики турбоагрегата.

Слив дренажей греющего пара ПВД осуществляется каскадно в деаэратор в диапазоне нагрузок 0,4–1,0 номинальной благодаря скользящему давлению среды в нем, а при более низких нагрузках — в конденсаторы.

По сравнению со схемой слива дренажей, применявшейся ранее, модернизированная схема значительно проще, надежнее и экономичнее (рис. 3.2). Исключены байпас ПВД-7 по дренажу греющего пара, трубопровод сброса дренажа ПВД-7 в ПНД-5, упрощена система защит и блокировок.

Тепловые и гидравлические испытания ПВД на Троицкой ГРЭС выявили удовлетворительные рабочие характеристики аппаратов, благодаря чему температура питательной воды за ПВД близка к расчетной. В то же время имеют место пониженные по сравнению с расчетными коэффициенты теплопередачи в парохладителях и охлаждающих дренажа всех ПВД. Устранение этого недостатка обеспечит дальнейшее повышение экономичности турбоустановки.

3.7. СХЕМА КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Турбина К-500-240-2 имеет развитую систему концевых уплотнений цилиндров и штоков клапанов с многоступенчатым снижением давления пара, протекающего в сторону «холодных» концов роторов ЦВД и ЦСД. С целью предотвращения потери экономичности утечки высокопотенциального пара утилизируются в различных элементах проточной части и тепловой схемы.

Важнейшими элементами схемы уплотнений (рис. 3.4) являются концевые уплотнения ЦВД, ЦСД и ЦНД, уплотнения штоков клапанов высокого и среднего давления, эжектор

уплотнений, коллекторы подачи запирающего пара и отвода утечек, коллектор отсоса паровоздушной смеси в эжектор уплотнений.

Из периферийных камер А и концевых уплотнений цилиндров и штоков клапанов паровоздушная смесь отводится через коллектор отсоса $D_0 600$ в эжектор уплотнений, в холодильнике которого утилизируется теплота смеси, конденсат пара возвращается в цикл, а неконденсирующиеся газы выбрасываются в атмосферу. В коллекторе отсоса поддерживается давлен около $0,096$ МПа ($0,98$ кгс/см²).

При нормальном состоянии концевых уплотнений отсос паровоздушной смеси обеспечивается одной секцией эжектора уплотнений (в работе одно сопло). Второе сопло эжектора включают в работу в случае увеличения зазоров в концевых уплотнениях и появления парения в машинный зал.

Подача запирающего пара в камеры В концевых уплотнений цилиндров осуществляется из двух коллекторов, давление в которых автоматически поддерживается в пределах $0,11–0,12$ МПа ($1,1–1,2$ кгс/см²) с помощью индивидуальных регуляторов. Первый коллектор снабжает паром оба концевых уплотнения ЦВД и передний конец ЦСД, второй — уплотнения ЦНД и задний конец ЦСД. Раздельное питание «горячих» и «холодных» концов цилиндров предусмотрено для возможности подачи «горячего» (до 350°C) пара на уплотнения ЦВД и ЦСД. Необходимость в

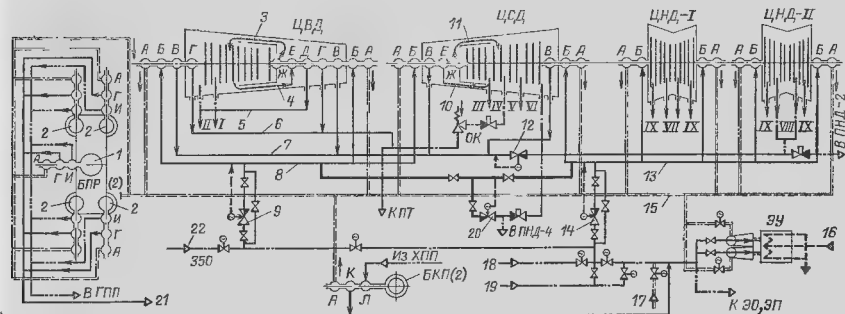


Рис. 3.4. Схема концевых уплотнений турбины К-500-240-2.

1 — стопорный клапан ВД; 2 — регулирующие клапаны ВД; 3 — отвод пара из камеры Ж за шестую ступень ЦВД; 4 — отвод пара после пятой ступени ЦВД в камеру Е; 5 — отвод пара из камеры Д переднего уплотнения ЦВД в трубопровод ХПП; 6 — коллектор отвода утечек в трубопровод IV отбора после отсекающего клапана; 7 — коллектор отвода утечек из вакуумных камер ЦВД и ЦСД в VIII отбор; 8 — коллектор питания уплотнений ЦВД и ЦСД ($p=0,11$ МПа); 9 — клапан регулятора давления в коллекторе уплотнений ЦВД и ЦСД; 10 — отвод пара после четвертой ступени ЦСД в камеру Е переднего уплотнения; 11 — отвод пара из камеры Ж за пятую ступень ЦСД; 12 — задвижка, регулирующая давление в вакуумных камерах ЦВД и ЦСД; 13 — коллектор питания уплотнений ЦНД ($p=0,11$ МПа); 14 — клапан регулятора давления в коллекторе уплотнений ЦНД; 15 — коллектор отсоса паровоздушной смеси ($p=0,097$ МПа) в эжектор уплотнений; 16 — осяевой конденсат после КН I и БОУ; 17 — выпар деаэраторов в качестве рабочего пара эжекторов; 18 — пар из уравнивательной линии деаэраторов; 19 — пар из коллектора СН (250°C); 20 — клапан регулятора давления в коллекторах уплотнений при питании последних паром VI отбора; 21 — отвод утечек из штоков клапанов БРП в IV отбор после отсекающего клапана; 22 — подвод «горячего» пара на уплотнения ЦВД и ЦСД. На схеме показан узел питания уплотнений паром VI отбора (усовершенствование схемы).

подаче такого пара обусловлена некоторыми режимами эксплуатации турбины (пуски из неостывшего и горячего состояний, глубокие сбросы нагрузки, плановые остановки), при которых «горячий» пар предотвращает относительноное укорочение роторов ЦВД и ЦСД и термические поводки расточек и горизонтальных разъемов корпусов.

При работе турбины под нагрузкой пар на уплотнения всех цилиндров подается из уравнивательной линии деаэратора, а при пусках и остановках — из коллектора собственных нужд, питающегося паром основного источника. В случае реализации режимов эксплуатации блока со скользящим давлением среды в деаэраторе целесообразно вообще отказаться от питания уплотнений паром из последнего, поскольку при пониженных электрических нагрузках давление в деаэраторе будет недостаточным для обеспечения требуемого расхода запаривающего пара. В связи с этим целесообразным является постоянное питание уплотнений паром из коллектора собственных нужд (с температурой не выше 250°C). Лишь при пусках из неостывшего и горячего состояний потребуются переключение коллектора уплотнений ЦВД и ЦСД на «горячий» паровой источник.

Представляет интерес питание всех цилиндров паром VI отбора (на рис. 3.4 этот узел показан контурными линиями). Хотя такой способ питания несколько усложняет схему, однако дает ощутимый (около 400 кВт) выигрыш в мощности и экономичности по сравнению с питанием уплотнений из деаэратора.

Питание уплотнений из VI отбора предпочтительно для турбин, использующихся в базовом режиме эксплуатации.

В практике эксплуатации обеспечение «горячих» концов ЦВД и ЦСД паром с температурой до 350°C (в режимах, перечисленных выше) вызывает определенные трудности.

На Троицкой ГРЭС «горячий» пар поступает от I очереди электростанции, обладающей соответствующим источником. В других случаях используется смесь пара холодного и горячего промпрегрева (ХПП и ГПП) соседнего работающего блока либо пар после специальной РОУ-ГПП (в последнем случае не исключена возможность заброса воды в уплотнения). На некоторых блоках мощностью 300 МВт применяется схема с вихревой трубой [42].

Однако наиболее простым и рациональным способом получения «горячего» пара является применение электрических нагревателей, включенных непосредственно перед коллектором уплотнений ЦВД и ЦСД, как это выполнено на турбинах К-300-240-2 Ставропольской ГРЭС. Преимущества такого способа определяют надежность и простоту обслуживания схемы, а также возможность быстрого включения нагревателя (дистанционно либо автоматически по блокировке) в случае глубокого сброса нагрузки, что практически значительно сложнее для других вариантов схемы подвода «горячего» пара.

Широкое внедрение электронагревателей сдерживается малым объемом их производства

Камеры В (вакуумные) концевых уплотнений ЦВД и ЦСД предназначены для исключения протечек пара высокой температуры из проточной части в сторону холодных концов роторов. В этих камерах поддерживается давление несколько ниже атмосферного за счет электрифицированной задвижки на линии сброса пара в VIII отбор.

По этой линии в ПИД-2 направляется смесь двух потоков пара — из проточной части и из камер В подачи запаривающего пара.

Особенностью схемы уплотнений турбины является отсутствие связей непосредственно с деаэратором, которые, как показал опыт эксплуатации, нередко приводили к забросу воды или влажного пара в корпус турбины и клапанов после останова блока и при пусках. Камеры Г уплотнений ЦВД и штоков клапанов высокого давления связаны с IV отбором между отсекающим клапаном и задвижкой, камера Д переднего уплотнения ЦВД — с трубопроводом ХПП. Камера Е в ЦВД является частью межкорпусного пространства, параметры в котором соответствуют состоянию пара после 5-й ступени 9,81 МПа (100,0 кгс/см²), 408°C — в режиме I — см. табл. 2.2).

Камера Ж в ЦВД предотвращает поступление пара из регулирующей ступени в межкорпусное пространство ЦВД. Из этой камеры смесь двух потоков — пара из регулирующей ступени и пара, отработавшего на пяти первых ступенях ЦВД, — направляется в полость после 6-й ступени, давление в которой в режиме I составляет 8,34 МПа (85 кгс/см²). Следовательно, из камеры Е в сторону холодного конца ротора ЦВД протекает пар не непосредственно из регулирующей ступени, а пар, отработавший на пяти ступенях, находящихся во внутреннем корпусе.

Камеры Е и Ж в переднем уплотнении ЦСД выполняют те же функции, что и одноименные камеры в уплотнении ЦВД. Камеры И штоков клапанов высокого давления связаны с центральной частью перемычки между паропроводами горячего промпрегрева, от которой ответвляется линия прогрева и обеспаривания системы промпрегрева. Утечка пара из камер И обеспечивает постоянный принудительный прогрев этой перемычки.

Уплотнения штока клапана БРОУ-ТПП выполнены с сальниковой набивкой и камерой сброса утечки в ту же перемычку.

Камера К уплотнений штоков блоков клапанов промпрегрева связана с трубопроводом подачи пара на эжекторы. Это сделано с целью исключения протечки воды из сервомоторов в корпус клапана через зазоры по внутреннему и наружному штокам клапана при пусках и остановках турбины, когда отсутствует давление в ГПП. Пар из трубопро-

вода питания эжекторов «запирает» среднюю камеру штоков БКП и препятствует протечке воды из сервомоторов. Включение насосов системы регулирования в связи с этим следует осуществлять лишь после подачи пара к эжекторам.

Камеры Л уплотнений штоков БКП связаны с трубопроводами холодного промпрегрева. Под небольшим перепадом давлений, обусловленным гидравлическим сопротивлением системы промпрегрева, более «холодный» пар ХПП поступает в камеры Л и растекается в обе стороны, обеспечивая охлаждение штоков и втулок клапанов.

При разработке схемы особое внимание уделялось исключению влияния утечек на динамические характеристики турбины, особенно при полном сбросе нагрузки [15]. Схемные и конструктивные решения проверены в условиях длительной эксплуатации. Схема отличается не только высокой надежностью в стационарных и переходных режимах, но и экономичной утилизацией теплоты паровых утечек. Тепловые испытания турбоустановки подтвердили соответствие расчетам расходных характеристик системы уплотнений. При качественной эксплуатации высокая надежность и экономичность системы сохраняется на протяжении всего межремонтного периода.

Важными достоинствами системы являются автоматизация и механизация ее эксплуатации и обслуживания.

3.8. ПУСКОВАЯ СХЕМА

Под пусковой схемой энергоблока понимают совокупность устройств, узлов и трубопроводов, обеспечивающих надежную и экономичную совместную работу котла и турбины в переходных (нестационарных) режимах эксплуатации. Пусковая схема не является чем-то обособленным по отношению к тепловой схеме блока: часть оборудования и трубопроводов является общей для обеих схем [69].

Необходимость в специальных устройствах, обеспечивающих надежность работы оборудования в переходных режимах, объясняется их существенным отличием от режимов стационарных: непрерывное изменение параметров пара, его расхода, электрической нагрузки обуславливает изменение температурного состояния элементов котла и турбины, повышенные термические напряжения, деформации, различия в тепловых расширениях вращающихся и неподвижных частей турбины и т. д.

Однако решающим фактором, определяющим необходимость специальной пусковой схемы, является блочная структура современной электростанции. При блочной структуре возможен только совмещенный пуск котла и турбины: режимы работы каждого из этих двух агрегатов зависят от условий их совместной эксплуатации. От характеристик пусковой схемы и ее элементов во многом зависит надежность и маневренность основного оборудования в переходных и особенно в дина-

мических режимах эксплуатации. Пусковая схема обеспечивает растопку котла, удержание его в работе при сбросах электрической нагрузки, прием и охлаждение горячих сбросов в общекотельных и конденсаторных приемных устройствах.

Пусковая схема способна в значительной мере компенсировать ухудшенные динамические характеристики энергоблока, повысить степень его участия в оперативном и аварийном регулировании частоты сети и мощности энергосистемы.

Основные принципиальные решения, реализованные в пусковых схемах мощных отечественных энергоблоков [47, 51, 69], основаны на всесторонних промышленных исследованиях и проектно-конструкторских разработках, которые осуществлены на энергоблоках различных типоразмеров ВТИ, Союзтехэнерго, НПО ЦКТИ и заводами-изготовителями.

При создании пусковых схем мощных энергоблоков учитывались следующие требования, изложенные в основном в [51]:

- возможность надежного и экономичного пуска блока при любом тепловом состоянии котла, турбины и паропроводов;

- минимум затрат времени, топлива и потеря конденсата на пуск энергоблока при допустимых скоростях прогрева высокотемпературных толстостенных элементов оборудования;

- возможность удержания энергоблока в работе при сбросе нагрузки до холодного хода или нагрузки собственных нужд;

- упрощение пусковых операций, возможность унификации программ автоматического управления пусковыми режимами при различном исходном тепловом состоянии оборудования;

- обеспечение нормального водного режима при пусках энергоблока;

- надежный прием пара и горячей воды в конденсатор турбины и общекотельные пускоприемные устройства.

Основными элементами пусковой схемы энергоблока мощностью 500 МВт, представленной на рис. 3.5, являются:

- пусковой узел котла, включающий встроенные сепараторы с клапанами сброса среды в растопочный расширитель и клапанами отвода отсепарированного пара в пароперегревательный тракт;

- растопочный расширитель, связанный с конденсаторами турбины трубопроводами сброса пара и воды;

- пускосбросное устройство (ПСБУ);

- узел прогрева и обеспаривания системы промпрегрева;

- приемные устройства конденсаторов для ступенчатого расширения и охлаждения пара и воды, поступающих после ПСБУ, из растопочного расширителя и системы промпрегрева;

- устройства для регулирования температуры свежего и вторичного пара с регулируемым давлением воды;

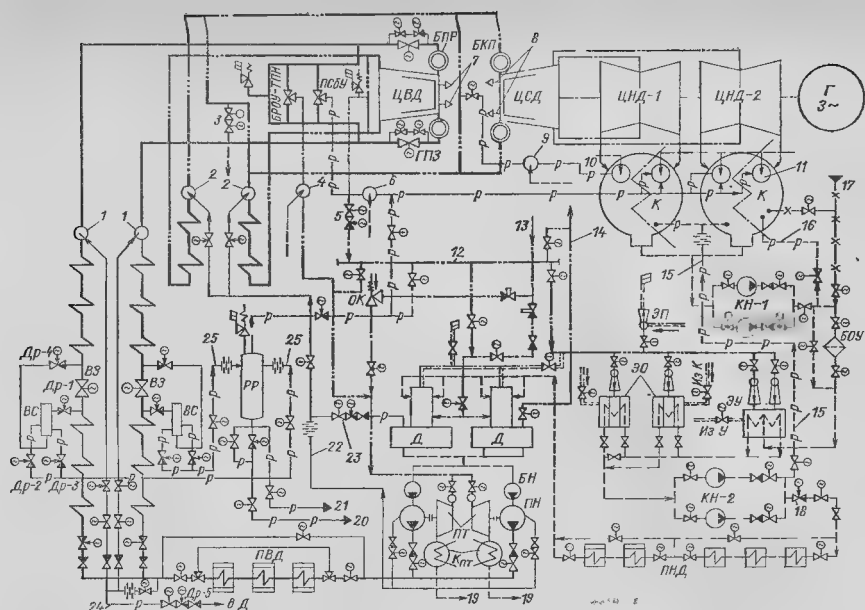


Рис. 3.5. Пусковая схема моноблока мощностью 500 МВт:

1 — пусковые впрыски в паропроводы свежего пара; 2 — пусковые впрыски в паропроводы ГПП; 3 — РОУ ГПП; 4 — впрыскивающая парохладитель БРОУ-ТПП; 5 — РОУ-ХПП; 6 — парохладитель ПС6У; 7 — отбор пара из межкорпусного пространства ЦВД на обгогрев фланцевых соединений; 8 — отбор пара из межкорпусного пространства ЦСД на обгогрев фланцевых соединений; 9 — парохладитель линии прогрева и обескислороживания промперетрева; 10 — приемное устройство конденсаторов для пара, сбрасываемого из ГПП; 11 — три приемных устройства конденсаторов для пара после ПС6У; 12 — коллектор собственных нужд; 13 — трубопровод IV отбора; 14 — пар на концевые уплотнения турбины; 15 — рециркуляция КН-2 с набором дроссельных шайб; 16 — рециркуляция КН-1; 17 — подвод химической окисленной воды; 18 — клапан регулятора уровня в конденсаторах; 19 — сброс конденсата из конденсаторов приводных турбин в конденсаторы главной турбины; 20 — сброс расточной воды из РР в конденсаторы; 21 — сброс загрязненной расточной воды в циркуляционную; 22 — питательная вода из промступени ПН к пусковым впрыскам в трубопроводах ГПП с набором дроссельных шайб; 23, 24 — сбросы из трубопроводов пусковых впрысков в тракт свежего и вторично перегретого пара; 25 — сбросы воды из встроженных сепараторов в РР (с шайбовыми наборами). Остальные обозначения — см. список сокращений

быстродействующее редукционно-охлажденное устройство приводных турбин питательных насосов (БРОУ-ТПП); паропроводы и арматура собственных нужд;

питательно-деаэрационная установка с конденсационными турбоприводами питательных насосов;

система обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД турбоагрегата;

система охлаждения выхлопных патрубков ЦНД;

дренажно-продувочная система трубопроводов и узлов блока с дренажными баками, расширителем дренажей и продувочным коллектором турбоустановки.

Рассмотрим некоторые важнейшие функции элементов пусковой схемы.

Пусковой узел котла. Необходимость в специальном пусковом узле котла определяется технологией пуска энергоблока при скользких параметрах свежего пара. Такая технология обеспечивает малую начальную разность температур пара и металла турбины и постоянное плановое повышение температуры пара по мере прогрева металла, постоянное увеличение расхода и давления пара перед турбиной, что является наиболее эффективным с точки зрения продолжительности пуска и величины возникающих в элементах турбины термических напряжений и деформаций. При этом стадия разворота турбины до холостого хода сокращается до минимума: так как прогрев происходит при ограниченных разностях температур пара и металла, появляется возможность достаточно быст-

рого увеличения расхода пара в турбину и, следовательно, ее нагужения.

В то же время давление среды в парогенерирующих поверхностях прямоточного котла СКД не может быть уменьшено ниже критического по условиям гидравлической устойчивости потока. Таким образом, в период пуска необходимо выполнение двух противоположных требований: высокое давление среды в испарительных поверхностях котла и низкое давление пара перед турбиной. Пусковой узел котла обеспечивает удовлетворение этих противоречивых требований.

Система байпасирования турбины определяется типом пусковой схемы блока (одно- или двухбайпасная) и, в свою очередь, в значительной мере определяет конструкцию и компоновку поверхностей нагрева котлоагрегата, структуру системы автоматики энергоблока и системы регулирования турбины.

Применение однобайпасной схемы предопределяет размещение пакетов промежуточного пароперегревателя котла в конвективной шахте, т. е. в зоне умеренных газовых температур, поскольку при пусках блока и сбросах нагрузки ниже 30% номинальной промперегреватель должен работать при ограниченном расходе вторичного пара через него либо, в случае полного сброса нагрузки, вовсе без охлаждения вторичным паром.

При двухступенчатой схеме байпасирования турбины часть пакетов промежуточного пароперегревателя размещается в радиационной части котла, в связи с чем практически во всех режимах эксплуатации через промперегреватель должен обеспечиваться необходимый для его охлаждения расход вторичного пара.

Опыт эксплуатации и исследования энергоблоков показали нецелесообразность применения схем с двухступенчатым байпасированием турбины. Однобайпасная пусковая схема принята в качестве типового решения для всех энергоблоков СКД.

В то же время трудности первого периода освоения энергоблоков СКД мощностью 300 МВт обусловили значительное усложнение однобайпасных пусковых схем некоторых блоков и, в частности, первого энергоблока мощностью 500 МВт.

Применяемая в настоящее время типовая пусковая схема с одноступенчатым байпасированием турбины, при котором свежий пар сбрасывается через БРОУ (ПСБУ) непосредственно в конденсатор, отличается простотой автоматики и эксплуатации, высокой надежностью.

Пропускная способность элементов пусковой схемы собственно котла П-57 определя-

ется растопочной нагрузкой, которая составляет около 20% номинальной [38].

Пусковой узел включает встроенный сепаратор (ВС) с дроссельными клапанами на трубопроводах подвода среды (Др-1), отвода пароводяной смеси (Др-2 и Др-3) и отвода пара в пароперегревательную часть котла (Др-4). Пусковой узел расположен на обводе встроенной в тракт котла задвижки (ВЗ); эта задвижка при пуске закрыта и разделяет между собой испарительные и пароперегревательные поверхности котла. Давление среды, необходимое для гидродинамической устойчивости испарительных поверхностей котла, поддерживается клапаном Др-1 перед сепаратором. При дросселировании горячего пара на этом клапане происходит ее частичное вскипание; образующаяся пароводяная смесь во встроенных сепараторах разделяется на пар и воду; вода сбрасывается через клапаны Др-2, Др-3, а пар через полнопроходной клапан Др-4, предотвращающий выброс воды при растопке, поступает в пароперегреватель котла.

Для исключения гидроударов в трубопроводах сброса воды в расширитель вследствие образования пароводяной смеси в этих трубопроводах установлены подпорные шайбы.

Таким образом, пусковой узел котла обеспечивает получение пара в количестве и с параметрами, необходимыми для пуска турбины, при одновременном соблюдении условий надежности поверхностей нагрева котла.

Растопочный расширитель (РР) на рабочее давление около 2 МПа (20 кгс/см²) служит для уменьшения потери теплоты при пуске блока и для вывода загрязнений из пароводяного тракта. В расширитель сбрасывается вода из встроенного сепаратора, на входе в расширитель она вскипает. Образующаяся пароводяная смесь разделяется на пар и воду. Пар используется для питания деаэратора или (в некоторых блоках) для прогрева тракта промперегрева; избыток пара сбрасывается в конденсаторы — через сбросные линии ПСБУ, к которым подключена линия от расширителя с регулирующим клапаном. Этот клапан поддерживает заданное давление в расширителе; работает по принципу «до себя».

Вода из расширителя в зависимости от ее количества может быть направлена либо в сбросной циркуляционный водовод, либо в бак загрязненного конденсата, либо в конденсаторы. В схемах вновь проектируемых блоков предусмотрен сброс воды из расширителя в циркуляционный водовод и конденсатор; загрязненная вода может сбрасываться в бак загрязненного конденсата и в циркуляционный водовод по специальной линии и из напорного коллектора насоса КН-1.

Для приема воды из расширителя в нижних частях конденсаторов турбины имеются специальные приемные устройства [11].

Среда из встроенных сепараторов в расширитель поступает по трубопроводам, на каждом из них перед расширителем установ-

лено дроссельное устройство (шайбовый набор), предназначенное для уменьшения диаметра сбросных линий, исключения гидроударов в них и частичного снижения давления при ошибочном открытии арматуры на сбросных трубопроводах при нормальной эксплуатации блока.

Пускосбросное устройство имеет пропускную способность по свежему пару около 480 т/ч, что составляет около 30% номинальной производительности котла при давлении пара 15,7 МПа (160 кгс/см²).

Охлаждение сбрасываемого пара в пароохладителе ПСБУ осуществляется конденсатом, подаваемым из напорного трубопровода конденсатных насосов II ступени.

При создании первых отечественных энергоблоков СКД пускосбросные устройства оснащались электрогидравлическими системами регулирования и управления для обеспечения максимального быстродействия в динамических режимах эксплуатации. Пропускная способность БРОУ соответствовала 30% номинального расхода пара при давлении за котлом 15,7 МПа (160 кгс/см²). Предполагалось, что мгновенно открывающаяся при сбросе нагрузки БРОУ и быстрое снижение паропроизводительности котла предотвратят резкий рост давления свежего пара и срабатывание предохранительных клапанов. При этом учитывалось, что пропускная способность БРОУ пропорциональна начальному давлению, благодаря чему при 27 МПа (275 кгс/см²), при которых срабатывают предохранительные клапаны, она составляет более половины номинальной производительности котлоагрегата.

Однако позднейшие исследования и разработки [71] показали недостаточность этих условий для предотвращения срабатывания предохранительных клапанов, которое может быть достигнуто лишь в случае применения БРОУ производительностью до 85% номинального расхода свежего пара при условии мгновенного быстродействия паровых и водяных клапанов и безупречной работы котельной автоматики. Обеспечение последнего вызвало бы столь значительное усложнение системы БРОУ, сбросы трубопроводов и приемных устройств конденсаторов, что это резко снизило бы надежность и маневренность энергоблоков, усложнило их эксплуатацию и повысило бы затраты на строительство.

В то же время положительный эффект, достигаемый в результате таких дорогостоящих мероприятий, заключается лишь в предотвращении относительно небольших потерь конденсата пара, сбрасываемого в атмосферу через предохранительные клапаны в течение

30—60 с, т. е. времени перевода котла на нагрузку ниже 50% номинальной.

В связи с изложенным требование быстродействия БРОУ снято, и энергоблоки СКД начали комплектоваться пускосбросными устройствами с электрическими приводами паровых и водяных клапанов с временем открытия на полный ход до 30 с. Отказ от быстродействия БРОУ существенно упростил автоматику и систему управления, облегчил и упростил эксплуатацию, повысил надежность системы сбросных трубопроводов и приемных устройств конденсаторов в динамических режимах.

При создании первых энергоблоков СКД турбинными заводами выдвинуто требование о переводе котла на давление свежего пара 15,7 МПа (160 кгс/см²) при сбросе нагрузки ниже 30% номинальной. Предполагалось, что при глубоком сбросе нагрузки автоматика в течение 50—60 с переведет котел на пониженное давление, что существенно облегчит условия работы высокотемпературных узлов ЦВД. Так, в случае перевода энергоблока на начальное давление 15,7 МПа (160 кгс/см²) перепад температур при дросселировании на клапанах ЦВД не превышает 60 °С.

Опыт эксплуатации и исследования нестационарных режимов энергоблоков СКД внес значительные коррективы в проектные решения.

Во-первых, автоматический перевод мощного котла на растопочную нагрузку и стабилизация его режима требуют не менее 3—4 мин в связи с инерционностью топки, относительно низким быстродействием устройств, регулирующих тепловую нагрузку, и сложностью динамики процессов, приводящей к значительным, часто недопустимым, колебаниям температуры свежего и вторичного пара.

Во-вторых, исследования на Змиевской ГРЭС [56] показали, что даже быстрый перевод котла на растопочную нагрузку и пониженное начальное давление не уменьшает уровня температурных напряжений в клапанах ЦВД.

В-третьих, сложность и недостаточная надежность автоматики перевода энергоблока на пониженное давление свежего пара, нежелательные динамические явления в сбросных трубопроводах и приемных устройствах конденсаторов поставили под сомнение целесообразность осуществления этих операций.

В свете изложенного турбинные заводы сняли требование о переводе энергоблока на пониженное давление свежего пара при глубоких сбросах нагрузки. Однако в связи с опасностью термоусталостных повреждений корпусов клапанов, паровусной части и роторов ЦВД при капитальных ремонтах требуется тщательный контроль этих узлов на отсутствие трещин для возможности осуществления профилактических мероприятий, вплоть до замены отдельных узлов.

Регулирование температуры свежего и вторичного пара при пусках. Введение скользящего давления свежего пара при пусках энергоблоков позволило значительно улучшить термонапряженное состояние высокотемпературных узлов турбины, уменьшить время подготовительных и пусковых операций, снизить потери топлива и повысить надежность пусков.

При пусках энергоблока из различных тепловых состояний температура свежего пара

определяется исходным температурным уровнем блоков клапанов парораспределения и ЦВД. Поддержание необходимой температуры пара при развороте роторов турбины и начальном патужении осуществляется в основном пусковыми впрысками в паропроводы свежего пара. Автоматизация пусковых впрысков, четкое поддержание заданного инструкцией по эксплуатации графика повышения температуры свежего пара во многом решают вопрос надежного и безопасного пуска турбины из холодного и неостывшего состояний [51].

Первый период эксплуатации энергоблоков с одноступенчатым байпасированием турбины характеризуется значительными трудностями поддержания требуемой температуры пара перед ПСД, в особенности при пусках из холодного состояния.

Малый массовый расход вторичного пара при пусках энергоблока с одноступенчатым байпасированием турбины исключает возможность применения впрыскивающих парохладителей старой конструкции.

Решение этой проблемы для дубль-блоков было достигнуто байпасированием промперегревателя котла с установкой на обводной линии запорно-регулирующей арматуры. Регулирование температуры вторичного пара обеспечивалось перераспределением пара между промперегревателем котла и обводным трубопроводом. В начальный период пуска при полном открытии арматуры на обводной линии для уменьшения расхода пара через промперегреватель использовалась также одна из задвижек в тракте вторичного пара.

В связи с отсутствием такой арматуры во вторичном тракте моноблоков мощностью 300 и 500 МВт с одноступенчатым байпасированием турбины применение обвода промперегревателя оказалось недостаточно эффективным. Увеличение же пропускной способности обвода вызвало бы дополнительные компоновочные затруднения и возможность снижения экономичности из-за пропуска арматуры на обводной линии.

Применение моноблочной схемы в принципе упрощает обеспечение заданной температуры вторично перегретого пара при пусках. Это определяется вдвое меньшим относительным расходом топлива, соответствующим каждой данной нагрузке турбины, чем при пуске на одном корпусе котла дубль-блока.

Кроме того, в настоящее время для регулирования температуры промперегрева применяются усовершенствованные впрыскивающие парохладители, обеспечивающие мелкодисперсный распыл охлаждающего конденсата и быстрое его испарение в паровом потоке.

Устройства для регулирования температуры свежего и вторичного пара предназначены для обеспечения заданных графиков пуска турбины из различных тепловых состояний. Для этой цели используются пусковые впрыски в трубопроводы свежего пара и в паропроводы горячих ниток промперегрева за котлом. В функции пусковых впрысков входят:

статическое регулирование температуры пара при пусках блока из холодного и близ-

ких к нему состояний, когда тепловосприимчивое соответствующего пароперегревателя котла превышает требуемое по величине проходящего через него расхода пара;

точная динамическая подрегулировка температуры пара.

Необходимость в статической подрегулировке температуры свежего пара при пусках определяется местом включения встроенных сепараторов в тракт котла. Тепловосприимчивое пароперегревателя котла П-57, включенного за встроеным сепаратором, принято около 550 кДж/кг исходя из обеспечения режима пуска блока из горячего состояния. При пусках из холодного состояния требуется снятие избытка теплоты, соответствующего 50—100 °С.

Пусковые впрыски в трубопроводы свежего пара питаются водой, подводящей из напорной питательной магистрали по схеме постоянного расхода с рециркуляцией воды в деаэратор.

Клапан, установленный на линии рециркуляции, поддерживает постоянный перепад давления на клапанах пусковых впрысков при переменном давлении в трубопроводах свежего пара.

Набор дросельных шайб обеспечивает снижение давления воды в линиях, питающих впрыски.

Температура вторично перегретого пара при пусках растет, как правило, быстрее, чем температура свежего пара, вследствие несоответствия между тепловой нагрузкой котла и расходом пара через промперегреватель. Для регулирования этой температуры также используются пусковые впрыски, вода для питания впрысков отбирается из промежуточной ступени питательного насоса при давлении 7,0—8,0 МПа. Подвод воды осуществлен по схеме постоянного расхода с рециркуляцией части воды в деаэратор. Регулирование расхода впрыскиваемой воды производится двумя регулирующими клапанами: D_{20} мм и D_{50} мм. При малых расходах пара работает первый клапан; при его полном открытии вступает в работу клапан D_{50} мм.

Прогрев трубопроводов при пусках. Главной целью пусковых операций является быстрое достижение заданной электрической нагрузки при минимальных энергетических затратах и при соблюдении в допустимых пределах критериев надежности и экономичности оборудования.

Чем выше исходная температура толстоственных узлов турбины перед пуском, чем равномернее распределение температуры в них, тем выше допустимый темп разворота и нагружения энергоблока, тем экономичнее и надежнее пуск [51].

Проведение подготовительных операций, включая необходимый прогрев трубопроводов в узлах, должно осуществляться при минимальных затратах пара от постороннего источника. Самообеспечение энергоблока паром на собственные нужды может начинаться с момента получения во встроеных сепараторах котла среды с температурой до 200 °С. Максимальная автономность энергоблока в части самообеспечения паром для пусковых

операций не только соответствует логике построения блочной системы «котел—турбина», но и повышает экономичность электростанции, облегчает пуск ее первого энергоблока, позволяет снизить затраты на строительство пусковой котельной.

Эффективность прогрева трубопроводов и высокотемпературных узлов турбины определяется прежде всего пропускной способностью и местом присоединения отводов греющего пара в приемные устройства конденсатора. Последнее в равной мере относится как к общеблочным пускосборным устройствам (ПСБУ, узел прогрева и обеспаривания промперегрева), так и к дренажно-продувочной системе турбоустановки.

Узел прогрева и обеспаривания промперегрева включает запорную задвижку, выпускающий парохладитель и трубопровод сброса пара в специальное приемное устройство конденсатора. Охлаждающая вода в парохладитель подается из напорного трубопровода конденсатных насосов.

Трубопроводы прогрева и обеспаривания промперегрева соответственно своему назначению выполняют две функции. Одна из них — обеспечение протока греющего пара при прогреве системы промперегрева перед пуском, вторая — быстрое снижение давления в промперегреве при сбросе нагрузки до холостого хода. Последнее необходимо потому, что аккумулированного в трубопроводах промперегрева пара достаточно для вращения роторов турбины на холостом ходу в течение 5 мин. При этом открытие клапанов ЦСД было бы столь незначительным, что в результате паровой неуравновешенности клапаны работали бы крайне неустойчиво, затрудняя четкое поддержание оборотов холостого хода. С другой стороны, поскольку мощность холостого хода вырабатывалась бы только паром, аккумулированным в промперегреве, ЦВД работал бы в вентилиционном режиме с неизбежным разогревом проточной части.

Открывающийся немедленно после сброса нагрузки сбросной клапан или электрифицированная задвижка пропускает содержащийся в системе промперегрева пар в конденсаторы, благодаря чему стабилизация режима холостого хода (либо нагрузок собственных нужд, если сброс произошел до этой мощности) происходит без затруднений.

Защита системы промперегрева от недопустимого повышения давления пара осуществлена предохранительными клапанами 100%-ной пропускной способности, установленными на трубопроводах холодного промперегрева. Такое размещение клапанов оказалось возможным, поскольку срабатывать они крайне редко, а для предотвращения перегрева труб промежуточного пароперегревателя котла в режимах полного сброса нагрузки либо ошибочного закрытия клапанов ЦСД предусмотрена автоматическая защита, воздействующая

на останов котла в случае срабатывания предохранительных клапанов.

Для приема пара из системы промперегрева при пусках энергоблока и сбросах нагрузки в конденсаторе предусмотрено специальное приемное устройство, обеспечивающее гашение энергии и охлаждение пара, сепарацию не испарившегося в паровом потоке конденсата, вытесняемого в парохладитель.

В тесной связи с изложенным выше находится разработанная заводом [66] и широко применяемая при пусках энергоблоков с турбинами мощностью 300, 500 и 800 МВт методика пуска с прогревом трубопроводов промперегрева, совмещенным с начальным периодом разворота турбоагрегата. Суть методики заключается в том, что повышение частоты вращения роторов турбины до $18-20 \text{ с}^{-1}$ производится за счет пропуска пара только через ЦВД и систему промперегрева, при обеспаривании ЦСД и ЦНД (для этого клапаны ЦСД остаются закрытыми). Прогрев трубопроводов промперегрева осуществляется благодаря пропуску через них греющего пара, отработавшего в ЦВД и подогретого в промперегревателе котла, с последующим сбросом пара через трубопровод обеспаривания промперегрева в конденсатор турбины. Эта методика пуска значительно сокращает продолжительность пусковых операций, затраты теплоты, упрощает технологию и повышает надежность пуска энергоблока.

Прием горячих сбросов пара и воды в конденсаторы. Надежность и экономичность пусковых режимов в значительной мере определяется организацией приема горячих сбросов, поступающих в конденсатор при подготовке к пуску энергоблока, а также при останове и глубоком сбросе нагрузки.

К числу горячих сбросов относятся: редуцированный свежий пар после ПСБУ (БРОУ, РОУ); пар, сбрасываемый из системы промперегрева;

насыщенный пар и вода из растопочного расширителя;

пар и горячий конденсат из дренажно-продувочной системы трубопроводов и узлов турбоустановки.

В период освоения энергоблоков мощностью 300 МВт и первого энергоблока мощностью 500 МВт прием значительных количеств пара и горячей воды в конденсатор турбины вызывал серьезные трудности. В результате сброса горячей среды в конденсатор в его корпусе и днище появлялись трещины, имели место обрывы штуцеров ввода среды в паровое пространство, разрушение внутренних конденсаторных приемных устройств из-за гидравлических ударов. Паровые и паро-

водяные потоки разрушали трубный пучок конденсатора

Исследования показали, что в результате мощных сбросов пара, горячей воды и пароводяной смеси с недостаточно эффективным предварительным расширением и охлаждением в паровом пространстве конденсатора и переходного патрубка имели место значительные термические деформации внутренней обоймы ЦНД и связанные с этим потери экономичности турбины, в связи с чем потребовалось принятие специальных мер.

Если первоначальное гашение параметров и кинетической энергии сбрасываемой среды осуществлялось после ее поступления в паровое пространство переходного патрубка и конденсатора, то в результате внедрения разработанных мероприятий охлаждение и снижение давления сбрасываемой среды обеспечивается во вспомогательных устройствах за пределами конденсатора:

в приемных устройствах для пара, сбрасываемого из ПСБУ и растопочного расширителя, расположенных на боковых стенках переходного патрубка;

в приемном устройстве для горячей воды из растопочного расширителя, расположенном в днище конденсатора;

в расширительном баке дренажей турбоустановки, выполняющем функции технологического конденсатора смешивающего типа, который связан с главным конденсатором трубопроводами сброса пара и воды;

в продувочном коллекторе с впрыскивающим парохладителем, обеспечивающим охлаждение и ступенчатое расширение высокочастотных потоков среды, сбрасываемой при прогреве и дренировании перепускных трубопроводов и корпусов блоков парораспределения ЦВД.

Благодаря применению перечисленных устройств охлаждение и члановое расширение горячих сбросов до давления в конденсаторе, разделение их на паровые потоки, сепарация влаги осуществляются до поступления в переходный патрубок и конденсатор с уме-

ренными скоростями, исключаящими нежелательные динамические и шумовые явления в переходных режимах эксплуатации блока.

Паропроводы и арматура собственных нужд энергоблока предназначена для обеспечения паром устройств, работа которых при пуске, останове и сбросе нагрузки связана с потреблением пара: турбоприводы питательных насосов; эжекторы турбин К-500-240-2 и ОК-18ПУ; системы концевых уплотнений турбин; деаэраторы; мазутные форсунки и система пожаротушения мельниц котла.

Система паропроводов собственных нужд включает: коллектор собственных нужд 1,5 МПа (15,3 кгс/см²), 380 °С; коллектор собственных нужд 1,3 МПа, (13,28 кгс/см²), 250 °С; РОУ-ГПП и РОУ ХПП, обеспечивающие подачу пара к коллекторам собственных нужд от горячих и холодных ниток промперегрева соответственно; паропроводы подачи пара от коллектора собственных нужд 380 °С к приводным турбинам питательных насосов и на уплотнения ЦВД и ЦСД, паропроводы подачи пара от коллектора собственных нужд 250 °С к эжекторам и уплотнениям турбин К-500-240-2 и ОК-18ПУ, деаэраторам и др.; паропроводы подачи пара к потребителям котла

Выделение двух коллекторов пара собственных нужд — с температурой 380 и 250 °С соответственно — связано с необходимостью подачи высокотемпературного пара к турбинам ОК-18ПУ. Кроме того, пар с температурой 380 °С требуется для подачи на уплотнения ЦВД и ЦСД при пусках турбины из горячего состояния. При пуске остальных потребителей достаточная температура пара до 250 °С

Общестанционные схемы (магистраль) пара собственных нужд могут быть построены различным образом в зависимости от мощности ГРЭС, числа энергоблоков, наличия (отсутствия) блоков другой мощности и типа оборудования и т. д.

Остальные элементы пусковой схемы, постоянно работающие в составе тепловой схемы турбоустановки (питательно-деаэраторный узел, устройства собственных нужд) или тесно конструктивно связанные с турбоустановкой и являющиеся ее вспомогательными системами (ПСБУ, БРОУ-ТПН, приемные устройства конденсаторов, системы обогрева фланцевых соединений, охлаждения выхлопных патрубков, дренажно-продувочная и т. д.), рассматриваются в соответствующих главах.

Глава четвертая

КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИНЫ К-500-240-2

4.1. РАСПОЛОЖЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

ТУРБИНА

Турбина К-500-240-2 представляет собой одновальный четырехцилиндровый агрегат (рис. 4.1). Цилиндры на валу турбины распо-

ложены последовательно по ходу пара: цилиндр высокого давления 3, цилиндр среднего давления 8, два двухпоточных цилиндра низкого давления 11, 21. Каждый ЦНД имеет два выхлопа на один конденсатор подвально-

го типа. Таким образом, турбина имеет четыре выхода на два конденсатора.

Цилиндр высокого давления своим паровпускком повернут к паровпуску ЦСД, и между ними расположен упорный подшипник 6. В цилиндре высокого давления помещено 10 ступеней — одна одновенечная регулировочная ступень и девять ступеней давления. Парораспределение турбины сопловое. Сопловые коробки соединены с внутренним корпусом посредством сварки.

В цилиндре среднего давления размещено 11 ступеней давления. В каждом потоке двухпоточных ЦНД имеется по пять ступеней давления, диафрагмы установлены в обойме, которая выполняет роль внутреннего корпуса ЦНД.

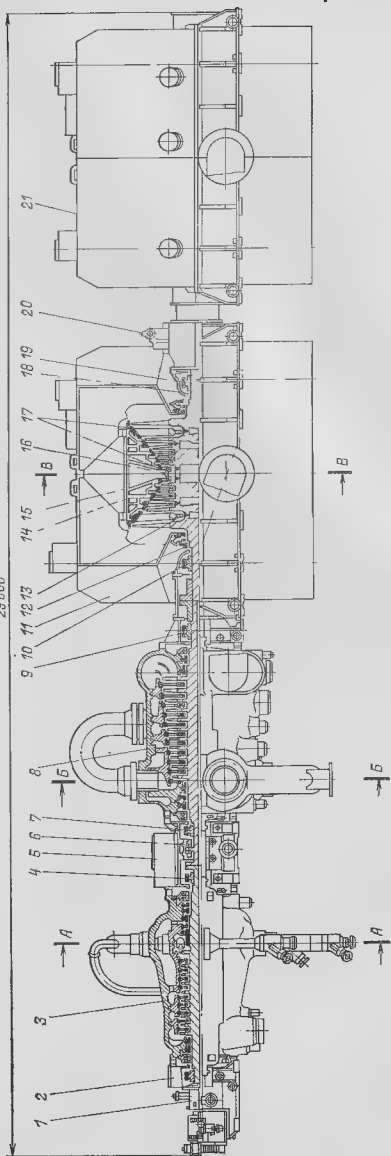
Турбина снабжена валоповоротным устройством 20, которое вращает роторы турбоагрегата частотой $0,07 \text{ с}^{-1}$ (4,2 об/мин), приводится в действие электродвигателем мощностью 30 кВт при частоте 25 с^{-1} (1500 об/мин) и допускает повторный пуск через любое время после ее остановки. Валоповоротное устройство расположено на крышке картера второго потока между ЦНД-I и ЦНД-II.

На ЦВД и ЦСД установлена система обогрева фланцев и шпилек, позволяющая сократить время пуска из холодного состояния. Система обогрева фланцев выполнена [9] по типу системы обогрева фланцев и шпилек турбины К-300-240-2. Часть системы обогрева непосредственно на турбине выполнена в виде коробов с подводными и отводящими патрубками, приваренными к фланцам цилиндров ВД и СД, а также обнизок на горизонтальных разъемах, сверлений из короба в зоры между шпильками и корпусом [43].

Для предотвращения чрезмерного нагрева выхлопных патрубков ЦНД во время холодного хода (за счет вентиляционного действия пятих ступеней низкого давления) предусмотрена система орошения последних холодным конденсатом. Выполнена эта система в виде кольцевых коллекторов с форсунками и установлена на средних направляющих листах за пятими ступенями низкого давления. Подвод конденсата к коллекторам осуществляется через переходный патрубок конденсатора. Из узлов системы регулирования непосредственно на ЦСД установлены два блока комбинированных стопорно-регулирующих клапанов промперегрева.

Регулирующие клапаны ЦВД объединены в два блока парораспределения (вместе со стопорными клапанами).

Из узлов электроавтоматики непосредственно на турбине установлены датчики: осевого сдвига ротора (в средней опоре возле



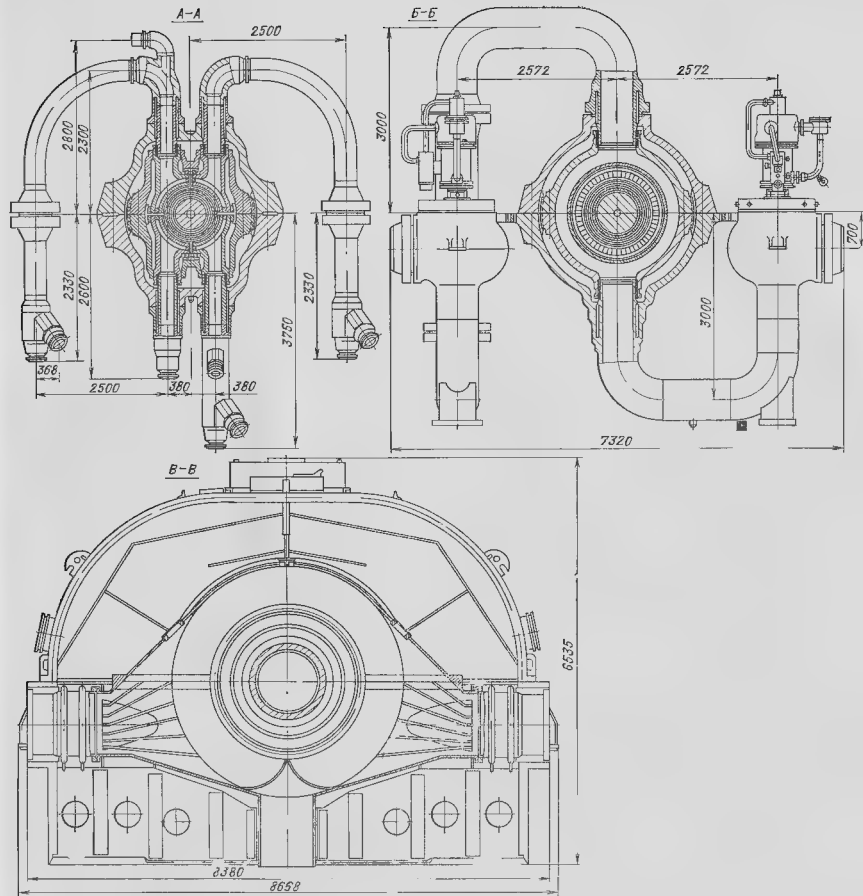


Рис. 4.1. Продольный разрез турбины К-500-240-2 с поперечными разрезами по паровпускам ЦВД, ЦСД, ЦНД:

1 — опора подшипников № 1, 2; 2 — подшипник опорный № 1; 3 — цилиндр высокого давления, 4 — подшипник опорный № 2, 5 — опора средних подшипников, 6 — подшипник упорный; 7 — подшипник опорный № 3; 8 — цилиндр среднего давления; 9 — подшипник опорный № 4, 10 — подшипник опорный № 5, 11 — наружный корпус ЦНД-I; 12 — уплотнение концевое ЦНД; 13 — уплотнение диафрагменное; 14 — обложка диафрагмы ЦНД; 15 — экран обложки ЦНД; 16 — направляющий аппарат ЦНД; 17 — диафрагма первой — пятой ступеней ЦНД; 18 — маслоотбойник; 19 — подшипник опорный № 6; 20 — валопроворотное устройство; 21 — наружный корпус ЦНД-II

упорного подшипника); датчик относительного перемещения РВД — в опоре подшипника № 1; датчик относительного перемещения РСД — в картере ЦНД-I первого потока, датчик относительного перемещения РНД-I — в

картере ЦНД-II первого потока; датчик относительного перемещения РНД-II в картере ЦНД-II второго потока.

На каждом подшипнике установлены термомпары контроля температуры баббита; на

трубопроводах слива масла из подшипников — дистанционный и местный показывающие термометры.

Тахогенератор и местный показывающий тахометр установлены на передней опоре.

На всех цилиндрах осуществляется штатный замер параметров пара и температур состояния агрегата.

Свежий пар из котла в турбину подводится двумя паропроводами $\varnothing 377 \times 60$ мм через главные паровые задвижки к двум отдельно стоящим блокам парораспределения, расположенным симметрично относительно продольной оси турбины.

От блоков парораспределения к турбине пар подводится девятью нитками паропроводов — к верхней половине подходят пять ниток паропроводов и к нижней — четыре. У турбины подводящие паропроводы объединяются в четыре патрубка, каждый из которых соединен с одной сопловой коробкой. Пар, пройдя регулировочную ступень и девять ступеней давления, двумя паропроводами $\varnothing 600$ мм каждый отводится на промежуточный перегрев в котел. После промпрегрева пар подводится к двум блокам клапанов промпрегрева, пройдя которые попадает в коллекторную камеру внутреннего корпуса ЦСД и затем поступает на сопловой аппарат первой ступени ЦСД. Пройдя 11 ступеней ЦСД, пар четырьмя ресиверами $\varnothing 1000$ мм каждый отводится в цилиндры низкого давления; из верхней части двумя ресиверами в ЦНД-I; из нижней части двумя ресиверами в ЦНД-II.

Ресиверы стальные, сварные. По четыре линзовых компенсатора на верхних ресиверах и по восемь на нижних обеспечивают необходимую свободу расширения. Нагрузка от нижних ресиверов воспринимается подвижными пружинными опорами. Особенностью ресиверов турбины К-500-240-2 является наличие направляющих лопаток, установленных внутри ресивера, которые улучшают распределение пара по сечению.

Соединение верхних ресиверов с ЦСД осуществляется специальными фланцами, обеспечивающими хорошую плотность и технологичными в изготовлении; соединение верхних ресиверов с ЦНД осуществлено при помощи технологических фланцев, которые на монтаже обвариваются. Соединение нижних ресиверов с ЦСД осуществляется при помощи сварки, с ЦНД — при помощи технологических фланцев, которые на монтаже обвариваются [6].

Боковая компоновка ресиверов повышает ремонтпригодность, позволяет вскрыть верхние части ЦСД и ЦНД без демонтажа ресиверов.

В цилиндры низкого давления пар подводится сбоку в нижние части. Паровпуск ЦНД выполнен таким образом, чтобы пар равномерно растекался в тангенциальном направлении. Рассекаемый на два потока направляющим аппаратом каждого ЦНД, пар поступает на сопловые аппараты первых ступеней. Пройдя пять ступеней, пар направляется в конденсатор.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные, гибкие; роторы ЦНД — сварно-кованные, жесткие. Направление вращения роторов турбины по часовой стрелке, если смотреть на передний подшипник в сторону генератора.

Сегменты опорных подшипников выполнены с шаровыми опорами. Упорный подшипник выполнен с самоустанавливающимися упорными колодками, равномерно нагружаемыми при любом режиме работы.

Турбина снабжена паровыми лабиринтовыми уплотнениями, пар к предпоследним камерам концевых уплотнений подводится по двум коллекторам, в которых автоматически поддерживается давление $0,11-0,12$ МПа ($1,12-1,22$ кгс/см²). Паровоздушная смесь из крайних камер уплотнений отсасывается эжектором лабиринтового пара.

Корпусы ЦВД и ЦСД покрыты теплоизоляцией. Поверх теплоизоляции установлена металлическая обшивка. Корпуса ЦНД теплоизоляцией не покрываются из-за низкой температуры выхлопного пара. Обшивка выполнена по форме цилиндров низкого давления, чем достигается цельность и стройность форм агрегата. Обшивка состоит из каркаса, выполненного из проката, и собственно обшивки — из листовой двухмиллиметровой стали.

Поверх нижних ресиверов установлены площадки для удобства обслуживания агрегата. Площадки закрывают также и трубопроводы подвода пара к клапанам промпрегрева. К площадкам прикреплены встроенные лестницы.

В площадках имеются специальные люки для доступа к задвижкам и окна, закрытые решетками, для наблюдения за сливом масла из подшипников № 4—7.

В целях техники безопасности верхние ресиверы закрываются кожухами.

Конденсационное устройство, предназначенное для обслуживания турбины, состоит из двух конденсаторов, воздухоудаляющего устройства, конденсатных насосов I и II подъема, циркуляционных насосов и водяных фильтров.

Трубки развальцовываются в трубных досках при монтаже конденсатора. Корпус конденсатора сварной, поставляется на электростанцию в виде крупных транспортабельных

продольных блоков, свариваемых на монтаже. На заводе производится контрольная сборка без трубок. Корпус конденсатора устанавливается на четырех пружинных опорах. Подвод и отвод охлаждающей воды производится снизу.

Регенеративная установка предназначена для подогрева питательной воды паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины, и состоит из пяти подогревателей низкого давления, деаэратора, трех подогревателей высокого давления, холодильников эжекторов, а также дренажных насосов.

Турбина имеет девять нерегулируемых отборов пара, предназначенных для подогрева питательной воды в подогревателях низкого давления, деаэраторе, подогревателях высокого давления до температуры 247 °С (при номинальной нагрузке турбины) и для питания двух приводных турбин питательных насосов.

Отборы пара на регенерацию и турбопривод осуществляются:

- на подогреватель № 9 — за восьмой ступенью ЦВД;

- на подогреватель № 8 — из «холодной» нитки промперегрева;

- на подогреватель № 7 — за четвертой ступенью ЦСД;

- на турбопривод и деаэратор — за шестой ступенью ЦСД;

- на подогреватель № 5 и на теплофикацию — за девятой ступенью ЦСД;

- на подогреватель № 4 и на подогрев воздуха — за одиннадцатой ступенью ЦСД;

- на подогреватель № 3 и на теплофикацию — за первой ступенью ЦНД-I;

- на подогреватель № 2 — за второй ступенью ЦНД-II;

- на подогреватель № 1 — за четвертой ступенью ЦНД-I и ЦНД-II.

Добавок химвосстановленной воды поступает в конденсатосборники конденсаторов и подогревается во всех подогревателях вместе с основным конденсатом.

Масляная система турбоагрегата централизованная, питает маслом марки Т-22 при температуре 45 °С подшипники турбины, генератора, резервного возбудителя, турбопитательных агрегатов и систему уплотнения вала генератора. В основном масляном баке устанавливаются фильтрующие сетки и пакет наклонных перегородок для воздухоотделения. Емкость бака 52 м³.

Турбина укомплектована маслоохладителями МБ-190-250 в количестве 4 шт., включая резервный. Теплообменная поверхность маслоохладителя — 193 м², выполнена из труб из сплава МНЖ 5-1-1 Ø 16×1.

Для облегчения последствий при аварийной остановке турбоагрегата без насосов

смазки подшипников в подшипники турбины поступает ограниченное количество масла из индивидуальных баков.

Индивидуальные бачки расположены: для подшипника № 1 — на крышке передней опоры; для подшипников № 2, 3 и упорного — на крышке средней опоры; для подшипников № 4, 5 — на верхней части выхлопного патрубка ЦНД-I (сторона регулятора); для подшипника № 6 — на верхней части выхлопного патрубка ЦНД-I (сторона генератора); для подшипника № 7 — на верхней части выхлопного патрубка ЦНД-II (сторона регулятора); для подшипника № 8 и подшипника генератора — на верхней части выхлопного патрубка ЦНД-II (сторона генератора).

4.2. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ. ОБЩАЯ КОНСТРУКЦИЯ ТУРБИНЫ К-500-240-2

Прототипом турбины К-500-240-2, созданной в содружестве с рядом научно-исследовательских организаций и институтов, послужила турбина К-500-240-1.

При проектировании основных элементов турбоагрегата К-500-240-2 учтены исследования и опыт эксплуатации турбин К-300-240 и К-500-240-1. Конструкция, базируясь в основном на отработанных и проверенных в эксплуатации элементах, содержит ряд новых прогрессивных решений и отвечает повышенным требованиям, предъявляемым к современным мощным энергоблокам [34].

Часть низкого давления турбины К-500-240-2 базируется на пятиступенчатой проточной части с рабочей лопаткой последней, пятой ступени длиной 1050 мм. Последняя ступень с длиной рабочей лопатки 1050 мм и торцевой площадью выхлопа, равной 8,2 м², позволяет выполнять часть низкого давления в двух двухпоточных цилиндрах низкого давления при умеренной выходной потере 28,465 кДж/кг (6,8 ккал/кг) и напряжениях в рабочих лопатках парового изгиба 700 кг/см².

В связи со снижением температуры свежего пара с 560 °С до 540 °С и повышением давления за ЦВД на гарантийном режиме до 4,17 МПа (42,5 кгс/см²) вместо 4,0 МПа (40,8 кгс/см²) проточная часть ЦВД выполняется с 10 ступенями вместо 11 с соблюдением оптимального отношения u/c_0 по ступеням.

Давление за ЦВД в пиковом режиме при расходе свежего пара 1680 т/ч составляет 4,4 МПа (45,0 кгс/см²) и выбрано из условия прочности трубопроводов промперегрева.

Для повышения КПД ступеней ЦВД направляющие лопатки ступеней со второй по десятую выполнены с удлинённой входной

частью. Сопоставление ступени с такими лопатками со ступенью с лопатками со стойками показывает, что КПД отдельной ступени в первом случае возрастает на 1,8%; по сравнению с лопатками широкого профиля — на 0,5%.

Кроме того, применение профиля направляющих лопаток с удлиненной входной частью дает возможность при оптимальном отношении относительного шага t/b выполнить большее число направляющих лопаток, что является благоприятным фактором для прочности.

В целях уменьшения паровой нагрузки на корпус и особенно на фланцы и крепеж горизонтального разъема, а также увеличения надежности турбины во время эксплуатации цилиндр высокого давления при 23,5—9,8 МПа (240—100 кгс/см²) выполнен двухстенным с внутренним цилиндром, в котором установлено пять первых ступеней. Остальные пять ступеней расположены в двух обоймах: в первой — три и во второй — две ступени (в К-500-240-1 — в первой обойме — четыре ступени).

Из камеры, образованной этими обоймами и внешним корпусом, за восьмой ступенью осуществлен отбор пара на подогреватель № 9.

В отличие от турбины К-500-240-1 в паровпускной части внутреннего цилиндра ЦВД турбины К-500-240-2 установлены сопловые коробки, необходимость которых обосновывается следующим. В динамических режимах работы турбоустановки на закритических параметрах пара (полный и частичный сбросы нагрузки) температурная разность по стенке внутреннего корпуса определяется спадом температуры свежего пара при его дросселировании от 23,5 МПа (240 кгс/см²) и 540°C до давления, соответствующего холостому ходу, спад равен 120°C против 96°C, имеющих место при температуре свежего пара 560°C.

Выполнение сравнительно тонкостенных сопловых коробок позволяет существенно снизить температурные напряжения в паровпускной части ЦВД в динамических режимах работы турбины, а также при пусках и остановках.

Парораспределение высокого давления включает восемь регулирующих клапанов, работающих на четыре сегмента сопл. Общее количество сопл 35.

Мощность 500 МВт при гарантийных условиях обеспечивается семью регулирующими клапанами, работающими на три сопловые коробки — по десять сопл в каждой. При этом открытие первых пяти клапанов, работающих на две группы сопл, обеспечивает примерно 75% нагрузки. Восьмой регулирующий кла-

пан является перегрузочным, работает на четвертую сопловую коробку из пяти сопл и обеспечивает максимальный и пиковый режимы работы турбины.

Пар от блоков парораспределения к ЦВД подводится девятью перепусковыми трубопроводами (вместо восьми в турбине К-500-240-1), объединяемыми перед входом в наружный корпус ЦВД в четыре патрубка — по два в верхней и в нижней частях, чем улучшаются условия компенсации подводящих трубопроводов.

Выхлопная часть выполнена с отводом пара на промежуточный перегрев двумя патрубками, расположенными в нижней части цилиндра, вместо четырех, расположенных симметрично по два — сверху и снизу в турбине К-500-240-1. Такое конструктивное изменение вызвано применением укреплённых трубопроводов промперегрева (два трубопровода $\varnothing 630 \times 12$). Для сохранения равномерности отвода пара выхлопная часть ЦВД выполнена переменного сечения в тангенциальном направлении. Отсутствие выхлопных патрубков в верхней части корпуса целесообразно также с точки зрения ремонтпригодности турбины.

ЦСД турбины К-500-240-2 в зоне давления 3,43—1,66 МПа (3,5—17 кгс/см²) выполняется двухстенным. Это позволяет уменьшить паровую нагрузку на корпус и избежать повышенных температурных разностей во фланцевом соединении корпуса в режимах пуска турбины из холостого и неостывшего состояния и предотвращает от значительного коробления фланцевого разъема паровпускной части, позволяет снизить температуру спорных лап корпуса, уменьшить радиальные зазоры в проточной части и тем самым повысить КПД ЦСД.

Сопловой аппарат первой ступени установлен непосредственно в расточке внутреннего корпуса. Первые четыре ступени помещены во внутренний корпус, остальные — в трех обоймах диафрагм; в первой и третьей обоймах — по две ступени, во второй обойме — три ступени. Из полостей между обоймами и внешним корпусом выполнены отборы пара на регенерацию.

Установка блоков клапанов промперегрева на турбине производится непосредственно при монтаже. Нагрузка от клапанов воспринимается специальными пружинными подвесками.

В связи с применением двухниточного паропровода промперегрева количество блоков клапанов промперегрева уменьшено до двух вместо трех в турбине К-500-240-1. Клапаны расположены по обе стороны ЦСД на отметке обслуживания турбины с подводом пара

симметрично в верхнюю и нижнюю части ЦСД.

Рабочие лопатки первых пяти ступеней ЦСД выполняются с цельнофрезерованными бандажами вместо клепаных в турбине К-500-240-1. Для уменьшения количества проволочных связей и связанного с этим повышения экономичности пересмотрено облапачивание 6—11 ступеней.

В связи с установкой боковых ресиверов ЦНД выход из ЦСД выполняется четырьмя трубами $\varnothing$ 1000 мм, расположенными симметрично в верхней и нижней частях.

В турбине К-500-240-2 применяются сварные роторы ЦНД.

Преимущества сварного ротора по сравнению с насадным сводятся к следующему:

- большая жесткость при равных межлопорожных расстояниях;

- отсутствие центрального отверстия в дисках и, следовательно, меньшие напряжения в конструкции, т. е. большая механическая надежность и меньшая чувствительность к металлургическим дефектам поковок;

- отсутствие взаимных перемещений в работе дисков и вала;

- уменьшение размера тел диафрагм и снижение уровня напряжений в них и прогиба от парового усилия;

- простота балансировки и более спокойная в вибрационном отношении работа валопровода;

опыт работы сварных роторов ЦНД турбин К-160-130, К-220-44 и К-500-65/3000 подтверждает надежную работу сварных роторов.

Проточная часть ЦНД для повышения экономичности полностью модернизирована по сравнению с проточной частью турбины К-500-240-1. Для получения более плавного верхнего обвода изменены высота направляющих лопаток 3-й и 4-й ступеней. В направляющих аппаратах использованы более совершенные профили с переменной хордой. Последняя ступень полностью изменена для повышения ее экономичности — увеличен теплоперепад на ступень, применена рабочая лопатка с внешним бандажом.

Для улучшения работы последней ступени на переменных режимах адиабатический перепад на гарантийном режиме увеличен до 188 кДж/кг (45 ккал/кг), повышена реактивность корневых сечений. Полученное при этом перепаде давление перед последней ступенью 0,018 МПа (0,183 кгс/см²) дает возможность организовать из этого места отбор на ПНД-1, что благоприятно сказывается на КПД ступени и уменьшении эрозии рабочих лопаток.

С целью повышения ремонтпригодности конструкции турбины выполнены боковые ре-

сиверы ЦНД. Благодаря этому ремонтные работы по ЦНД осуществляются без снятия ресиверов. Такое решение позволяет исключить фланцевые соединения ресиверов, выполнить их неразборными и тем самым исключить один из источников присоса воздуха в конденсационную систему.

Описываемые ниже конструктивные решения по повышению надежности и маневренности турбины К-500-240 направлены также на повышение экономичности турбины.

Конструкция блоков парораспределения с одним стопорным и четырьмя регулирующими клапанами обеспечивает высокую тепловую стабильность, надежность в режимах работы с резким изменением температуры свежего пара, в особенности при полных и частичных сбросах нагрузки.

Установка сопловых коробок в паровпускной части ЦВД способствует повышению маневренности и надежности турбины в режимах пусков из различного теплового состояния, полных и частичных сбросов нагрузки. Это достигается благодаря снижению уровня термических напряжений в сравнительно тонкостенной сопловой коробке по сравнению с ранее применявшейся конструкцией.

Наличие восьмого регулирующего клапана (перегрузочного), работающего на специальную сопловую коробку, обеспечивает получение максимальной и пиковой мощности без снижения экономичности на гарантийном режиме.

Благодаря перепускным трубопроводам между левым и правым блоками парораспределения (после регулирующих клапанов) удалось избежать разворота расхода свежего пара по каждому из двух главных паропроводов.

Применение двух укрупненных блоков клапанов промпрегрева вместо трех в турбине К-500-240-1 соответствует двухкратному паропроводу горячего промпрегрева и отвечает требованиям надежности и эстетичности конструкции.

Двухстенная конструкция цилиндра среднего давления позволяет избежать характерных для одностенной конструкции повышенных температурных разностей и напряжений в режимах пусков из холодного и неустойчивого состояний, предотвратить захлаживание паровпускной части при сбросах нагрузки и остановке, ликвидировав тем самым значительное коробление фланцевого разъема и расточке под уплотнения, что приводит к существенному снижению экономичности.

Выполнение первых пяти рабочих колес ЦСД с цельнофрезерованными бандажами повышает надежность облапачивания.

Разработка новой конструкции системы обогрева фланцевых соединений наружных

корпусов ЦВД и ЦСД позволяет в 1,5—2 раза сократить время пуска турбины из холодного и неостывшего состояния при допустимых температурных разностях в металле корпусов, оптимизировать режим прогрева металла и избежать температурных деформаций.

Улучшение конструкции и схемы концевых уплотнений выражается в следующих мероприятиях:

- увеличение количества трубопроводов подвода в камеры из уравнительного коллектора и отвода из эжекторных камер путем выполнения дополнительных трубопроводов в верхних половинах. Это мероприятие позволяет исключить пропаривание концевых уплотнений и тем самым избежать обводнения масла;
- утечка из переднего концевой уплотнения ЦСД направлена за пятую ступень вместо подогревателя;

- разделение уравнительных коллекторов части высокого и низкого давления.

Изготовление роторов ЦНД сварными повышает надежность, маневренность и улучшает вибрационное состояние валопровода.

Использование охладителей пара за пятью ступенями ЦНД при работе турбины на холостом ходу и малых нагрузках исключает разогрев рабочих лопаток и выхлопных патрубков в этих режимах и предотвращает поводку корпусов и появление неплотностей в вакуумной системе, улучшает условия эксплуатации.

В систему валопровода введена дополнительная опора ротора ЦВД (в турбине К-500-240-1 фотор ЦВД имеет одну опору, а вторым концом связан с ротором ЦСД, опирающимся на две опоры), что обеспечило повышение первой критической частоты вращения этого ротора в системе до 40 с^{-1} (2400 об/мин) против $26,6 \text{ с}^{-1}$ (1596 об/мин) в турбине К-500-240-1.

Увеличение жесткости ротора ЦВД наряду с применением новой сегментной конструкции опорных подшипников, разработанных заводом и прошедших эксплуатационную проверку на турбине К-500-240-1, а также установка дополнительного подшипника № 2 создают необходимый запас устойчивости валопровода и гарантируют предотвращение самовозбуждающихся низкочастотных колебаний.

При разработке третьей модификации турбоагрегата К-500-240-3 ставятся следующие задачи:

- реализация новейших разработок, направленных на повышение экономичности, надежности и маневренности;
- повышение динамических характеристик для обеспечения участия блока в оператив-

ном и аварийном регулировании частоты и мощности энергосистемы, в этом плане особое значение имеет уменьшение вредных паровых объемов в перепускных трубопроводах ЦВД и ЦСД, что в значительной мере определяет устойчивость блока в режиме сброса и наброса нагрузки;

- улучшение ремонтпригодности узлов и турбоагрегата в целом;

- улучшение режимов эксплуатации, снижение трудозатрат на обслуживание и ремонт;

унификация узлов турбины.

Для дальнейшего повышения экономичности (снижения потерь в паропроводах и деталях паровпуска) изменяется конструкция подвода пара к ЦВД.

Пар в турбину будет подводиться четырьмя нитками паропроводов — две $\varnothing 377 \times 60 \text{ мм}$, одна $\varnothing 273 \times 45 \text{ мм}$ и одна $\varnothing 194 \times 36$ (на турбине К-500-240-2 девять ниток паропроводов). Это значительно упрощает паровпуск, исключаются кованые тройники, уменьшаются потери в паропроводе (уменьшается число мест с местными потерями).

В связи с уменьшением количества регулирующих клапанов увеличивается количество сопел в сопловых коробках, сопловые коробки увеличиваются по длине.

В целях повышения надежности турбины на переменных режимах будет применена усиленная конструкция лопаточного аппарата регулирующей ступени ЦВД — лопатки сварены в пакеты попарно, на цельнофрезерованном бандаже выполнен паз в виде ласточкина хвоста для бандаж, стягивающего пакеты между собой.

Для уменьшения паровых объемов паропроводов от блоков клапанов промпрегрева к турбине левый блок клапанов устанавливается вверх сервомотором. Это мероприятие позволяет уменьшить заброс частоты вращения при аварийной ситуации (на турбине К-500-240-3).

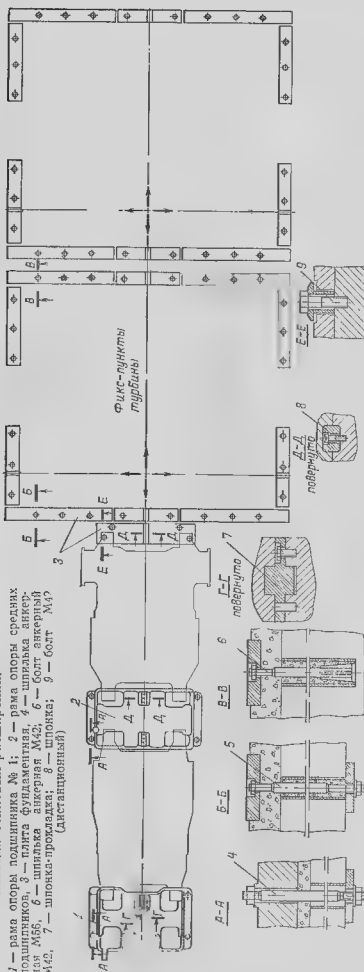
Литые колена паропровода от блока клапанов промпрегрева к турбине заменяются сварно-штампованными. Для унификации турбин применена новая конструкция ЦНД (объединенные ступени, уменьшение потерь в выхлопном патрубке и в камерах) и прочие конструктивные мероприятия, предусматривающие повышение надежности: применение РСД с цельнокованой муфтой стороны генератора; применение хвостовиков РНД с цельнокованными муфтами.

4.3. КРЕПЛЕНИЕ ТУРБИНЫ НА ФУНДАМЕНТЕ И ОРГАНИЗАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ РАСШИРЕНИЙ

Крепление турбины к фундаменту изображено на рис. 4.2. Турбина устанавливается

Рис. 4.2. Крепление турбины на фундаменте и организация тепловых расширений:

1 — рама опоры подшипника № 1; 2 — рама опоры средних подшипников, 3 — плита фундаментная, 4 — шпилька анкерная М48, 5 — шпилька анкерная М42, 6 — болт анкерный М42, 7 — шпонка-прокладочная (дистанционная), 8 — болт М49



на фундаменте на 21 фундаментной плите 3, раме опоры переднего подшипника 1 и раме опоры средних подшипников 2, которые крепятся к фундаменту анкерными шпильками и болтами 4, 5, 6.

В каждой фундаментной плите имеются резьбовые отверстия М48 для болтов, которыми плиты устанавливаются в нужное положение, и отверстия М42 для крепления выхлопных патрубков турбины к фундаментным плитам при помощи болтов 9. В плитах имеются пазы для поперечных и продольных шпонок, фиксирующих корпуса ЦВД, ЦСД, ЦВД-I и ЦВД-II.

Каждая из рам под опорами переднего и средних подшипников крепится к фундаменту четырьмя анкерными шпильками 4. Направляющие шпонки 7 служат для фиксации опор переднего и среднего подшипников в поперечном направлении.

Каждый цилиндр низкого давления имеет свой фикс-пункт. Фикс-пункт ЦВД-I расположен по оси подшипника № 5, фикс-пункт ЦВД-II — по оси подшипника № 7 — на боковых опорных плитах первого и третьего потоков выхлопных патрубков ЦВД.

ЦВД лапами опирается на опору переднего подшипника и на опору средних подшипников, причем лапы имеются как в верхней, так и в нижней частях внешнего корпуса. Верхние лапы являются несущими (воспринимают всю массу цилиндра). Опорные площадки верхних лап расположены по горизонтальному разрезу; такая конструкция позволяет сохранять соосность цилиндров во время работы турбины. Нижние лапы служат для установки цилиндра и фиксации его относительно опор переднего и среднего подшипников.

Правильная установка цилиндра осуществляется за счет специальных прокладок, а фиксация его относительно опор — за счет шпонок, выполненных заодно с лапами. В нижней части корпуса выполнены поперечные шпонки, фиксирующие цилиндры с опорами подшипников в продольном направлении.

Для фиксации цилиндра от поперечного смещения с обоих торцов в нижней и верхних частях имеются шпоночные соединения. В целях разгрузки упорного подшипника от упорного давления диаметр ротора переднего концевое уплотнения увеличен до 590 мм (диаметр вала под диафрагменными уплотнениями составляет 565 мм), что позволяет при номинальной работе иметь нагрузку на упорный подшипник порядка 0,5—0,6 МПа (5,1—6,1 кгс/см²) при допустимой нагрузке 2,9 МПа (30 кгс/см²).

ЦСД лапами опирается на опору средних подшипников и съемную опору выхлопного патрубка ЦНД-I. Конструкция лап идентична с конструкцией лап ЦВД. Для фиксации цилиндра с обоих торцов нижних и верхних частей имеются шпоночные соединения.

Оба цилиндра низкого давления опираются на фундаментные плиты опорами, выполненными в виде балконов, расположенных по периметру выхлопных патрубков.

В поперечном направлении корпуса ЦНД фиксируются четырьмя шпонками, расположенными по продольной оси корпусов в районе картеров подшипников. Шпонки крепятся к фундаментным плитам, а пазы под них выполнены на опорных плитах, приваренных к балконам корпусов низкого давления. Аналогичная шпонка выполнена на опорной плите съемной опоры подшипника № 4.

Для фиксации корпусов ЦНД в продольном направлении выполнены четыре паза под поперечные шпонки (фикс-пункты) на боковых плитах балконов выхлопных патрубков первого и третьего потоков по осям подшипников № 5 и 7.

Цилиндры высокого и среднего давлений вместе с опорами передних и средних подшипников, с которыми они связаны, а также ЦНД первого потока перемещаются в сторону регулятора от фикс-пункта, расположенного на ЦНД первого потока. Суммарное переме-

щение опоры переднего подшипника составляет около 35 мм. Расположенные между первым и вторым фикс-пунктами части ЦНД перемещаются навстречу друг другу [70] — это перемещение составляет около 6 мм.

Корпус ЦНД четвертого потока перемещается в сторону генератора на величину около 1,5 мм. Перемещение роторов при расширении во время нормальной работы машины происходит от упорного подшипника в сторону регулятора (ЦВД) и в сторону генератора (ЦСД и ЦНД).

Фланец муфты ротора генератора, которым он соединяется с ротором турбины, имеет максимальное перемещение +17 мм и —5 мм при относительном укорочении ротора турбины.

Схема расширения цилиндров и роторов турбины К-500-240-1, а также крепление турбины к фундаменту выполнены идентично турбине К-500-240-2.

Качественным изменением в схеме расширения цилиндров и роторов турбины К-500-240-2 является перенос фикс-пунктов ЦНД-I и ЦНД-II в сторону упорного подшипника приблизительно на 2 м.

Это мероприятие позволило уменьшить относительное перемещение фланца муфты ротора турбины, которым она соединяется с ротором генератора, на 3 мм.

Глава пятая

КОМПОНОВКА ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

5.1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОМПОНОВКИ ТУРБОУСТАНОВКИ

Решения, реализованные в компоновке основного и вспомогательного оборудования, способствуют обеспечению высоких показателей надежности, экономичности и ремонтно-пригодности турбоустановки.

Компоновка выполнена для условий работы турбоагрегата в моноблоке с однокорпусным котлом П-57 с укрупненным вспомогательным оборудованием, паропроводами свежего и вторичного пара. Турбина сопрягается с генератором ТГВ-500.

В основу выполненной компоновки заложены следующие основные принципы.

1. В ячееке размещается все оборудование турбоустановки, за исключением системы регенерации фильтров блочной обессоливающей установкой, которая размещается у колонн ряда А (фасадной стены) в ремонтном пролете.

2. Для размещения оборудования при ремонте турбоагрегата предусмотрен дополнительный пролет за каждым нечетным блоком.

3. Основная отметка обслуживания турбоагрегата 10,2 м, глубина подвала 4,2 м.

4. В машинном зале (в этажерке у ряда А) размещаются из электрической части только аккумуляторные батареи и установка ионного возбуждения. Размещение РУСН=—6 кВ и 0,4 кВ предусмотрено в бункерно-деазраторной этажерке. Там же на отметке 10,2 м напротив основной ремонтной площадки между соседними энергоблоками размещается блочный щит управления.

5. Трассы кабельных коммуникаций приняты проходными (2×2 м) и предусмотрены с обеих сторон фундамента турбоагрегата.

На рис. 5.1 показаны поперечный разрез и план машинного зала для головного образца турбоустановки К-500-240-2.

Компоновка турбоустановки поперечная, т. е. продольная ось турбоагрегата перпенди-

кулярна оси колонн главного корпуса ГРЭС. Ось турбоагрегата совпадает с осью котла. Такое расположение турбоагрегата обеспечивает наиболее короткие связи с котлом по свежему и вторично перегретому пару, питательной воде, симметричность основных трубопроводов и отсутствие неуравновешенных поперечных компенсационных усилий на корпусе турбины. Относительно оси турбины компоновка несимметричная: слева от оси по виду со стороны ряда Б в сторону ряда А — 1,5 пролета, справа — 2,5 пролета [66].

Слева от оси турбины расположены: конденсатные насосы первой и второй ступеней; блочная обессоливающая установка; эжекторная группа; подогреватели низкого давления (ПНД-1 — ПНД-5); сетевые подогреватели (основной и пиковый бойлеры с охладителем дренажа); дренажные насосы ПНД и насосы сетевых подогревателей.

Справа от оси турбины размещены: питательная группа (питательные и бустерные насосы); подогреватели высокого давления (ПВД-7 — ПВД-9); оборудование масляного хозяйства турбины и генератора.

Для данной компоновки принята ячейка машинного зала размерами 51×48 м, что соответствует удельной площади 4,54 м²/МВт, что на 32% меньше соответствующего показателя турбоустановки К-300-240 и на 28% — К-800-240.

Значительная насыщенность ячейки оборудованием потребовала многоярусного размещения узлов и трубопроводов установки и ремонтных площадок. Примерами такого размещения могут служить: маслохозяйство турбоустановки, расположенное под ремонтной площадкой отметки 10,2 м, конденсатные дренажные, сетевые и другие насосы со стороны ПНД под площадкой отметки 5,6 м, на которой устанавливаются эжекторы пусковые, сальниковый и др.

5.2. КОМПОНОВКА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ТРУБОПРОВОДОВ

Многоярусность компоновки вспомогательного оборудования и трубопроводов турбоустановки, а также необходимость организации специальной технологии и механизации ремонта в помещениях, насыщенных крупногабаритными трубопроводами и узлами, обусловили основные отметки обслуживания: ±0,0; 5,6 и 10,2 и подвала — 4,2 м.

Проект механизации ремонтных работ разработан с учетом необходимых проездов, ремонтных площадок, перемещения тяжеловесного оборудования, размещения средств механизации и т. д.

Привязка турбоагрегата принята в соответствии с минимально допустимым зазором между фундаментом здания ряда Б и фундаментом турбины и составляет 24 м от оси ряда Б до оси ЦНД-1.

Принятое положение турбоагрегата и полет машинного зала обеспечивают возможность выемки ротора генератора с использованием эркера у стены ряда А и прокладки вдоль машзала прямого железнодорожного проезда шириной и высотой по 4,5 м, который связывает главный корпус с промышленной площадкой электростанции.

Подвод свежего пара от котла осуществляется к двум блокам парораспределения, расположенным с обеих сторон ЦВД симметрично оси турбины.

Паропроводы холодного и горячего промперегрева также выполнены симметричными относительно оси турбоагрегата. Предохранительные клапаны системы промперегрева производительностью 500 т/ч каждый установлены на перемычке между паропроводами холодного промперегрева в бункерно-деаэрационной этажерке.

Блоки клапанов промперегрева скомпонованы в пределах ниши турбоагрегата с двух сторон ЦСД. Крепление клапанов выполнено на специальных пружинных подвесках. Для восприятия нагрузок до 30 т каждая подвеска состоит из шести пружин.

В отличие от компоновок других турбоустановок СКД на паропроводах холодного и горячего промперегрева между котлом и турбиной отсутствуют промежуточные неподвижные опоры, что позволило упростить конструкцию трубопроводов и облегчить размещение оборудования в ячейке заданных размеров. Расчеты трубопроводов на самокомпенсацию показали, что в данном случае усилия и моменты, действующие на турбину, существенно меньше, чем при наличии промежуточных неподвижных опор.

Одноступенчатое байпасирование турбины осуществляется через ПСБУ с электроприводом, сбросным трубопроводом Ø 700 мм, расположенным с правой стороны турбоагрегата.

В турбоустановке К-500-240-2 применено одностороннее расположение приемных устройств для сброса пара в конденсаторы в обход турбины при пусках, остановках и сбросах нагрузки. Все четыре приемных устройства (одно — для сброса пара из узла прогрева и обеспаривания промперегрева и три — для сброса пара после ПСБУ и из растопочного расширителя) расположены на правых боковых стенках переходных патрубков (по два приемных устройства на каждом патрубке). Такое компоновочное решение коренным образом улучшило трассировку громоздких а-

ропроводов отборов низкого давления со стороны ПНД и сбросных трубопроводов с противоположной стороны турбоагрегата.

Сбросной трубопровод после ПСБУ выполнен с постоянным уклоном в сторону приемных устройств без «мешков» и тупиковых участков, что обеспечивает нормальную работу пускосбросной схемы при пусках, остановах и сбросах нагрузки. Одностороннее расположение приемных устройств стало возможным благодаря их эффективной конструкции, обеспечивающей ступенчатое расширение и охлаждение сбрасываемого пара до параметров, близких к состоянию пара в конденсаторах. Опыт эксплуатации подтвердил правильность такого решения, поскольку при работе приемных устройств в различных режимах не отмечается сколько нибудь заметных температурных перекосов переходных патрубков.

ПСБУ и БРОУ-ТПН скомпонованы в бункерно-деаэраторной этажерке на перемычках между главными паропроводами. Отводы пара на эти устройства выполнены в непосредственной близости к главным паровым задвижкам, что исключило тупиковые, трудно прогреваемые участки главных паропроводов при пусках блока

Компоновка узла прогрева и обеспаривания промперегрева, состоящего из сбросного клапана, вакуумной задвижки, парохладителя и сбросного паропровода с приемным устройством в конденсаторе, также выполнена без «мешков» и тупиковых участков, что исключает скопление пара и гидроудары при открытии сбросного клапана.

В турбоустановках, где сбросной клапан отсутствует, вакуумная задвижка, выполняющая его функции, устанавливается в непосредственной близости к тройнику на перемычке между паропроводами горячего промперегрева.

Особенности турбины К-500-240-2 в отличие от выпущившихся ранее отечественных турбин является нижнее боковое расположение ресиверов ЦНД, что значительно повышает ремонтпригодность благодаря исключению демонтажа ресиверов при вскрытии ЦСД и ЦНД.

Организация обслуживания на отметке 11,40 м в районе ЦСД и ЦНД на уровне разъема корпусов облегчила доступ к под-

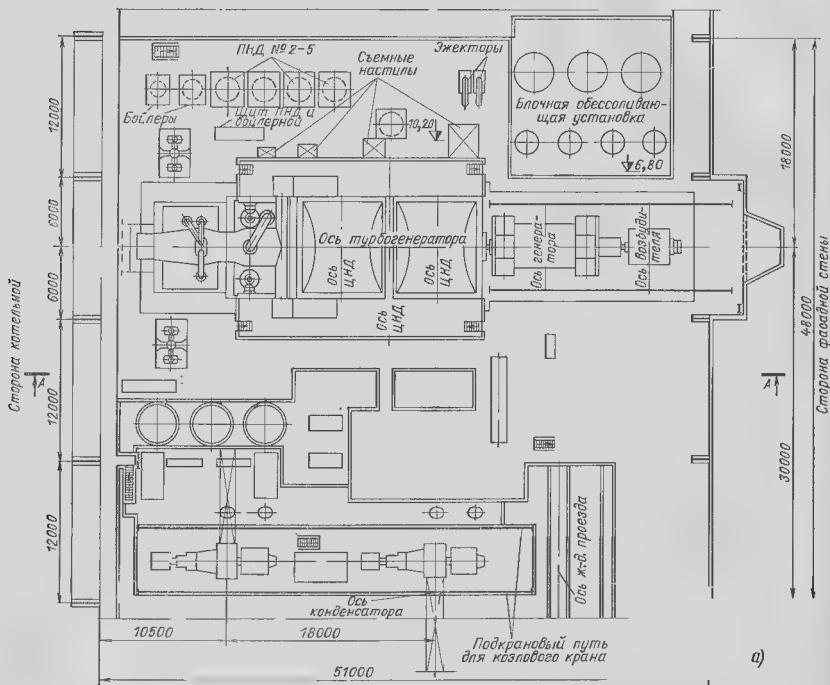


Рис. 1. План (а) и поперечный разрез машинного зала (б)

шипникам при обслуживании и ремонте турбоагрегата.

Если на первых образцах турбоагрегата К-500-240-2 повышенная отметка обслуживания выполняла в большей мере декоративные функции, то на выпускаемых с 1977 г. турбоагрегатах усиленные стойки и перекрытие этой отметки обслуживания обеспечили возможность раскладки на ней деталей и узлов турбоагрегата при ремонте. Наличие съемных участков площадки облегчило монтажные работы с крепежом разъемов ЦНД.

Ревизия подшипников ЦВД и ЦСД может осуществляться без снятия декоративной обшивки благодаря тому, что в ее крыше легко съемных щитов.

Конденсатные насосы первой ступени вертикального типа установлены на отметке —3,40 м. Подвод к ним конденсата из конденсаторов осуществляется трубопроводом $D_y 800$, ось которого проходит на отметке —4,10 м.

Конденсатные насосы второй ступени горизонтального типа размещены на полу конденсационного помещения в районе ПНД.

Блочная обессоливающая установка для 100% ной очистки конденсата размещена в границах ячейки машинного зала над желез-

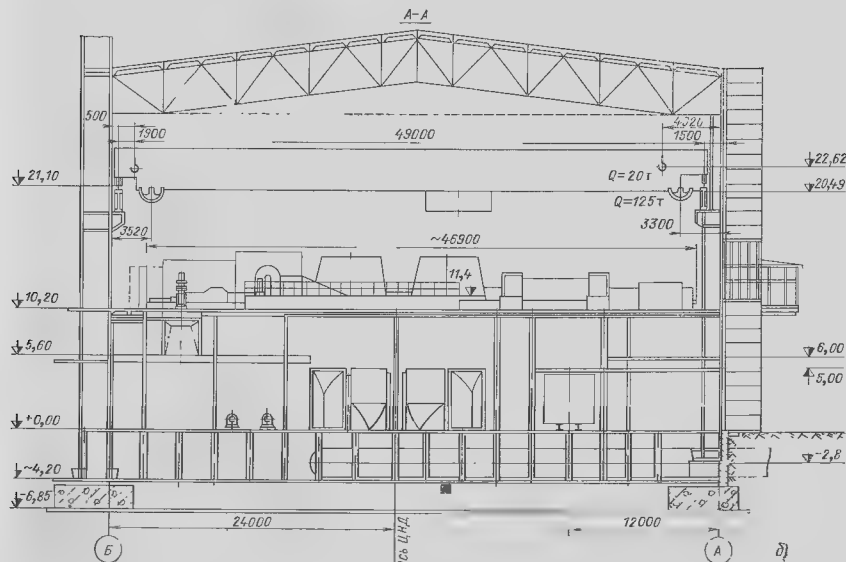
нодорожным проездом. Фильтры БОУ устанавливаются на отдельной площадке на отметке 6,80 м. Площадка перекрывает некоторые узлы вспомогательного оборудования (насосы, охладители), которые обслуживаются местными средствами механизации грузоподъемных работ.

Общестанционное оборудование БОУ (насосы, гидроразбиватели, баки и другое оборудование реактентного отделения) размещается в дополнительном 12-метровом пролете (шаге колонн) по длине машинного зала. В этом же пролете устанавливаются бойлеры калориферов котла, частично пролет используется как ремонтная площадка для тяжеловесного оборудования.

Два основных эжектора и эжектор уплотнений размещены на отметках 10,20 и 5,60 м соответственно в районе ЦНД с левой стороны от турбоагрегата.

Для улучшения условий работы водоструйного эжектора последний размещается на площадке с отметкой 6,80 м со стороны ПНД.

Установка для самоочистки конденсаторов резиновыми шариками находится в подвальном помещении. Сброс горячей воды из растопочного расширителя котла выполнен в нижние приемные устройства конденсаторов.



Для питания электродвигателей блока и других нужд проложены две кабельные трассы в подвале ячейки от стены ряда А в сторону котельной: одна в районе ПНД, другая в районе турбопитательных насосов. Все трассы закрыты строительными конструкциями. Кроме того, предусмотрены кабельные трассы над площадкой с отметкой 10,2 м.

Установка подогревателей высокого и низкого давления из условия удобства их расположения и возможности вывода к ним отборов пара выполнена на противоположных сторонах от оси турбоагрегата. При этом укрупненные ПВД установлены перпендикулярно оси колонн на полу конденсационного помещения (отметка 0,00 м). Высота ПВД такова, что подъем подогревателя в собранном виде над отметкой 10,2 м возможен только в наклонном положении. Поэтому установка ПВД осуществляется до монтажа площадок на отметках 6,80 и 10,20 м. Съем корпуса ПВД и перемещение его над отметкой 6,80 м обеспечиваются большим крюком мостового крана без демонтажа площадок обслуживания. Питательные насосы расположены параллельно турбоагрегату и максимально приближены к нему. Отметка обслуживания ТПН — 6,80 м, что обеспечивает слив масла из насосных агрегатов в маслобак главной турбины и позволяет разместить над фундаментами оборудование и трубопроводы. Площадка обслуживания на этой отметке позволяет также выполнить выем трубок конденсаторов при ремонтах. Конструкция насосов с патрубками, направленными вниз, существенно улучшает компоновку и позволяет обслужить краном насосные агрегаты без каких-либо дополнительных работ.

Трассировка питательных трубопроводов от насосов к ПВД выполнена в основном в подвальном помещении. Использование укрупненного питательного трубопровода D_y 400 (530×65) позволило уменьшить количество арматуры и упростить компоновку.

Линия питательной воды после ПВД также трассируется трубопроводом с D_y 400 мм.

Сетевые подогреватели устанавливаются в ячейке машинного зала со стороны ПНД для упрощения трассировки трубопроводов подвода греющего пара и трубопроводов сетевой воды к потребителю.

В пределах турбоустановки, на отметке обслуживания, предусмотрена установка панелей местного щита приборов теплового контроля и управления. БЩУ размещен в помещении, находящемся вне пределов ячейки машинного зала.

На отметке обслуживания турбопитательной установки предусмотрены панели местного щита обслуживания.

Полы на отметке 0,00 м (перекрытие подвала) выполнены из сборных железобетонных конструкций при модульном расположении стоек подвала и колонн площадок, за исключением отдельных случаев, когда сохранение модульных размеров оказалось невозможным.

В местах установки оборудования в подвале на отметке 0,00 м предусмотрены открытые проемы.

5.3. ФУНДАМЕНТ ТУРБОАГРЕГАТА

Нагрузки на фундамент заданы с учетом статических и динамических нагрузок от узлов турбины, генератора, трубопроводов, а также с учетом нагрузки на плиту фундамента от козлового крана, работающего на отметке 10,20 м при ремонтах [66].

В конструкции фундамента предусмотрено широкое применение сборного железобетона.

Важной особенностью данного фундамента в отличие от фундамента турбины К-500-240-1 является то, что поперечные балки опираются на три вертикальные колонны. Значительно увеличено сечение поперечной балки под опорой подшипников № 2 и 3. В конструкции фундамента предусмотрено мощное сочленение поперечных балок с вертикальными колоннами и продольными балками. Это обеспечивает повышенную жесткость поперечных балок, в особенности балок между ЦВД и ЦСД, и снижает угол поворота под действием горизонтальной силы, возникающей при прогреве турбоагрегата при пусках, а также при остывании.

Угол поворота балки под опорой подшипников № 2 и 3 не превышает 15'', что находится в пределах 20'', допустимых по условиям изменения зазоров в уплотнениях ЦВД и ЦСД и перераспределения нагрузок между этими подшипниками.

При проектировании фундамента учтены нагрузки на верхние плиты фундамента от вращающихся и не подвижных частей, нормальные и аварийные динамические возмущающие силы, особенно в районе ЦНД, вертикальные, горизонтальные, осевые и поперечные усилия, возникающие при изменении теплового состояния турбоагрегата, а также дополнительные статические нагрузки, возникающие на опорах плит от реактивного момента на корпусах турбоагрегата.

Размах (двойная амплитуда) колебаний фундамента в местах установки опор подшипников должен ограничиваться 12 мм для подшипников № 1—4 и 7 мм для подшипников вращения № 5—8 в диапазоне частоты вращения ротора 48,3—51,6 с⁻¹ (2900—3100 об/мин). Деформация нижней плиты фундамента за весь срок службы турбоагрегата не должна превышать 1:10 000 ее длины, а кривая прогиба должна быть плавной и иметь кривизну одного знака.

Важной особенностью фундамента является наличие кранов, зацепляющих поперечную балку под опорой подшипников № 2 и 3 от воздействия теплового

потока от торцевых частей корпусов ЦВД и ЦСД, а также в случае пропаривания передних уплотнений от непосредственного воздействия паровых потоков.

Экранируются и другие элементы фундамента, в частности вертикальные колоны в зонах прохождения горячих паропроводов. Фундаменты турбоагрегатов Троицк ГРЭС и прежде всего поперечная балка под средней опорой защищены по проекту завода-изготовителя трубчатыми экранами, через которые пропускается охлаждающая вода.

Такой способ защиты фундамента, естественно, не является единственным. Возможно применение пластинчатых водяных либо воздушных экранов. Однако важно при любой конструкции системы охлаждения фун-

даментных балок предотвратить проникновение теплового потока в глубь железобетона.

Эффективная защита элементов фундамента от воздействия повышенной температуры среды является обязательным условием не только с точки зрения надежности работы турбоагрегата, сохранения нормальных зазоров в уплотнениях и качественной центровки валопровода, но и имеет большое значение для сохранения высоких механических характеристик бетона в процессе длительной эксплуатации.

Глава шестая

КОНСТРУКЦИЯ СТАТОРНЫХ УЗЛОВ ТУРБИНЫ К-500-240-2

6.1. Цилиндры высокого, среднего и низкого давлений

Цилиндр высокого давления

Цилиндр высокого давления (рис. 6.1) в зоне давлений 23,5—9,5 МПа (240—97 кгс/см²) выполнен двухстенным, т. е., кроме наружного корпуса 1, имеется внутренний корпус 7. В зоне меньших давлений цилиндр выполнен одностенным.

Во внутреннем корпусе размещены четыре диафрагмы (второй литой ступеней), четыре сопловые коробки первой ступени 9 (по две в нижней и верхней частях корпуса) с установленными в них сегментами соплового аппарата 8, а также две обоймы концевых уплотнений 10 и 11. Сопловые коробки соединены с внутренним корпусом сваркой, зафиксированы зубьями 37.

В наружном корпусе, кроме внутреннего корпуса, размещены две обоймы диафрагм—5 и 6—и пять обойм концевых лабиринтовых уплотнений—3, 4, 12, 13, 14 (на стороне паровпуска три обоймы, на стороне паровыпуска—две).

В обойме 6 расположены три диафрагмы (шестой—восьмой ступеней), в обойме 5—две (девятой и десятой ступеней). Из полости между обоймами 5 и 6 осуществляется отбор пара на регенерацию—на подогреватель ПВД-9. К протокам на торцах наружного корпуса приболочены корпуса концевых уплотнений 2 и 15.

Для уменьшения относительного удлинения валопровода турбоагрегата в сторону генератора, а также уменьшения давления на упорный подшипник ЦВД своим паровпуском развернут к паровпуску ЦСД. Между ними расположен упорный подшипник в опоре 36.

Подвод пара в ЦВД осуществляется через четыре приваренных к наружному корпусу паровпускных патрубка 18, оканчивающихся втулками 27 и имеющими внутренний диаметр 230 мм.

Втулки 27 заходят с зазором в азотированные втулки 25, установленные плотно в расточках сопловых коробок 9. Каждая втулка 27 уплотнена в соединении четырьмя пориновыми кольцами 26.

Такая конструкция обеспечивает плотность соединения и возможность свободных относительных перемещений соприкасающихся элементов наружного и

внутреннего корпусов. Каждая втулка 25 зафиксирована от смещения вдоль своей оси тремя сегментными шпонками 29. Расточки в наружном и внутреннем корпусах, предназначенные для установки паровпускных патрубков и сопловых коробок, выполнены взаимно противоположно (в нижней и верхней частях) для уравнивания усилий давлений пара на внутренний корпус и уменьшения нагрузок на лапы 32 и 35 [13].

ЦВД опирается на опору переднего подшипника 19 и на опору средних подшипников 16 лапами, отлитыми заодно с фланцами горизонтального разреза верхней части наружного корпуса. При сборке ЦВД наружный корпус опирается четырьмя лапами 31 (отлитыми заодно с фланцами горизонтального разреза нижней части корпуса) на опоры 19 и 16 через посредство прокладок 20. Эти прокладки обеспечивают возможность центровки расточек корпуса в вертикальном направлении. Их удаляют по окончании центровки ЦВД на электростанции. На время удаления прокладок 20 цилиндр приподнимают на 0,15—0,20 мм (ограничивают скобы 22) отжимными болтами 21, ввинченными в лапы 43.

Таким образом, постоянно ЦВД опирается на площадки опор 19 и 16 верхними лапами 43 через прокладки 23.

Такая конструкция позволяет сохранять соосность цилиндров на всех режимах работы турбины.

Нижние лапы 31, имеющие снизу призматического вида выступы 42 (сечение Б-Б), образующие шпоночные соединения, фиксируют осевое положение ЦВД относительно опор подшипников. Суммарный монтажный зазор M_1 в этих соединениях для свободного теплового расширения лап в поперечном направлении выполняют от 0,2—0,3 мм.

Для фиксации от поперечного смещения внутреннего корпуса относительно наружного в наружном корпусе относительно опор подшипников у обоих торцов в нижних и верхних частях этих корпусов имеются шпоночные соединения, расположенные в осевой вертикальной плоскости (сечение А-А, элементы I и II).

Внутренний корпус лежит в наружном и центрируется в вертикальном направлении своими четырьмя вы-

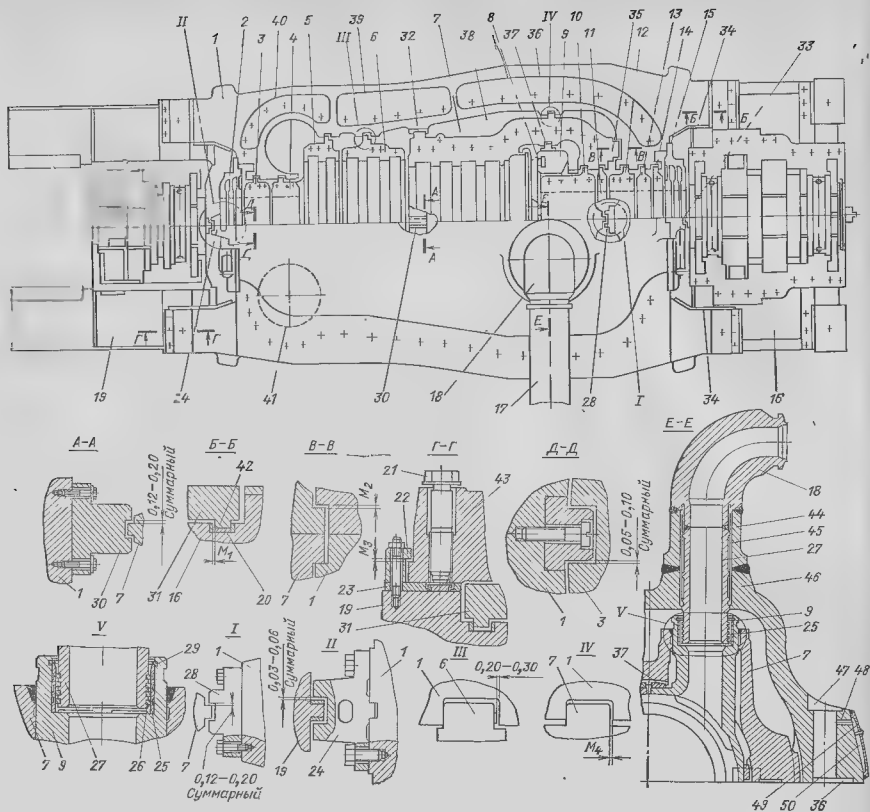


Рис. 6.1. Цилиндр высокого давления турбины К-500-240-2 (вид сверху)

1 — наружный корпус ЦВД, 2, 15 — корпуса концевых уплотнений; 3, 4, 10, 11, 12, 13, 14 — обоймы концевых уплотнений; 5 — обойма диафрагм девяти и десяти ступеней; 6 — обойма диафрагм пятой, седьмой и восьмой ступеней; 7 — внутренний корпус ЦВД, 8 — сопловой аппарат ЦВД; 9 — сопловая коробка, 16 — опора средних подшипников (№ 2 и 3); 17 — труба под вода пара в ЦВД; 18 — паровпускной патрубкок; 19 — опора подшипников № 1, 20 — стелаяя прокладка; 21 — дистанционный болт, 22 — башмак; 23 — прокладка; 24, 28, 30, 33 — шпоночные башмаки; 25 — втулка, 26 — поршневое кольцо; 27 — втулка паро выпускного патрубкок; 29 — сегментная шпонка; 31 — нижняя лапа наружного корпуса; 32, 35 — лапы внутреннего корпуса; 34 — эк ран лапы наружного корпуса; 36, 39, 40 — обоймки на горизонтальном разрезе, 37 — фиксирующий зуб, 38 — межцилиндриная плоскость; 41 — патрубок отвода пара на промежуточный перегрев, 42 — призматический шпоночный выступ; 43 — верхняя лапа наружного корпуса, 44 — промежуточный патрубкок, 45 — жаро паровпускной патрубкок; 46 — патрубкок-трини; 47 — отверстие для шпильки горизонтального разреза; 48 — отверстие для прогрева фланца и шпильки; 49 — короб прогрева фланца; 50 — полость ко роба для прогрева фланца и шпильки, М — монтажный зазор, величина которого указана в тексте

ступями—лапами 32 и 35, отлитыми заодно с фланца ми горизонтального разреза верхних и нижних частей, предохраняется от подъема путем обеспечения малого (0,30—0,45 мм) монтажного теплового зазора M_2 между лапой и верхней поверхностью выемки в наружном корпусе (сечение В-В). Это соединение обеспечивает возможность свободного движения лап в горизонталь ной плоскости при сохранении центровки внутреннего корпуса

Для фиксирования внутреннего корпуса относи

тельно наружного в осевом направлении в плоскости паровпуска, у разреза, с обеих сторон на фланцах горизонтального разреза внутреннего корпуса имеются проточенные прямоугольного сечения выступы В наружном корпусе выполнены соответственно пазы, что образует при сборке соединение типа шпоночного (эле мент IV), в котором суммарный осевой зазор M_4 вы полняют 0,16 0,26 мм, что допускает свободное теп ловое расширение выступов. В сечении Д-Д и элементе III показаны зазоры, которые необходимо выдерживать в

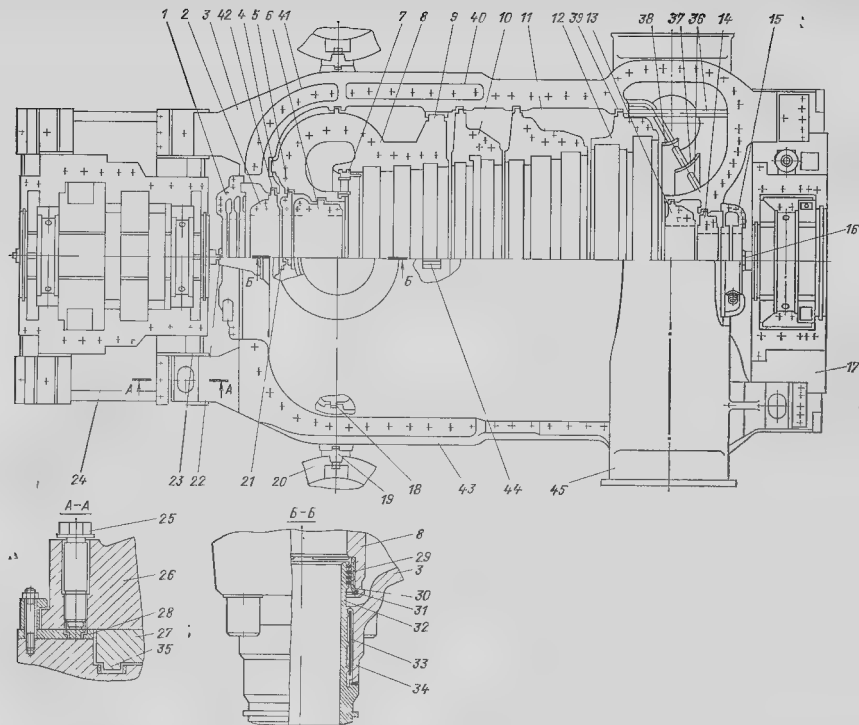


Рис. 6.2. Цилиндр среднего давления турбины К-500-240-2 (вид сверху):

1, 15 — корпуса концевых уплотнений; 2, 5, 6, 13, 14 — обоймы концевых уплотнений; 3 — наружный корпус ЦСД; 4 — передняя лапа внутреннего корпуса; 7 — сошловой аппарат ЦСД; 8 — внутренний корпус ЦСД; 9 — обшивная лапа внутреннего корпуса; 10 — обшивная диафрагма пятой и шестой ступеней; 11 — обшивная диафрагма седьмой и девятой ступеней; 12 — обшивная диафрагма для приваивания опоры подшипника; 13, 14 — шпоночные соединения поперечного фиксирования наружного корпуса; 15 — обшивная лапа; 16 — шпоночное соединение осевого фиксирования внутреннего корпуса; 17 — шпоночный башмак; 18 — створочно регулирующийся клапан; 19 — шпоночные соединения поперечного фиксирования внутреннего корпуса; 20 — экран лапы наружного корпуса; 21 — шпоночные соединения поперечного фиксирования внутреннего корпуса; 22 — нижняя лапа наружного корпуса; 23 — прокладка; 24 — поршневое кольцо; 25 — сегментная шпонка; 26 — паровпускной патрубок; 27 — жаропрочный лист; 28 — козырек; 29 — кольцевой паз для обшивной диафрагмы; 30 — обшивная лапа; 31 — обшивная лапа; 32 — обшивная лапа; 33 — обшивная лапа; 34 — обшивная лапа; 35 — обшивная лапа; 36 — обшивная лапа; 37 — обшивная лапа; 38 — обшивная лапа; 39 — обшивная лапа; 40 — обшивная лапа; 41 — обшивная лапа; 42 — обшивная лапа; 43 — обшивная лапа; 44 — обшивная лапа; 45 — обшивная лапа.

соединениях фиксирования обшивной диафрагмы и обшивкой концевых уплотнений в поперечном и осевом направлениях.

Для предотвращения подъема лап наружного корпуса из-за возможного коробления, неравномерного действия усилий компенсации присоединенных к нему паропроводов, а также действия реакций от передачи мощности предусмотрены специальные Г-образные скобы 22, удерживающие концы лап 43. В соединении, показанном на сечении Г-Г, обеспечивается монтажный тепловой зазор $M_2=0,15 \div 0,20$ мм. Аналогичного вида применены скобы, предохраняющие отрыв передней и средней опор от фундаментных рам, где выдерживается верхний зазор в соединении $0,10 \div 0,15$ мм.

Выхлопная часть ЦВД выполнена с двумя патрубками 41 отвода пара на промежуточный перегрев, расположенными в нижней части цилиндра.

Цилиндр среднего давления

Цилиндр среднего давления (рис. 6.2) в зоне давлений $3,61 \div 1,73$ МПа ($36,8 \div 17,6$ кгс/см²) выполнен двухстенным: кроме наружного корпуса 3, имеется внутренний корпус 8. В зоне меньших давлений цилиндр

выполнен одностенным и в расточках корпуса установлены три обоймы диафрагм.

Во внутреннем корпусе размещены соловый аппарат первой ступени 7 и три диафрагмы (второй четвертой ступеней). В обойме 10 расположены две диафрагмы (пятой и шестой ступеней). В обойме 11 размещены три диафрагмы (седьмой-девятой ступеней), а в обойме 12 — две диафрагмы (десятой и одиннадцатой ступеней). Концевые лабиринтовые уплотнения ЦСД размещены в пяти обоймах—2, 5, 6, 13, 14—и двух приболченных к торцам корпусов уплотнений 1 и 15. На стороне паровпуска в внутреннем корпусе, а обойма 2—в наружном корпусе. На стороне паровпуска имеются две обоймы уплотнений—13 и 14, установленные в наружном корпусе.

Внутренний корпус опирается на площадки в выемках наружного корпуса и центруется в вертикальном направлении четырьмя лапами 4 и 9 аналогично установке внутреннего корпуса ЦВД. Внутренний корпус ЦСД фиксируется в наружном в осевом направлении двумя шпоночными соединениями 18, расположенными у горизонтального разреза в поперечной плоскости осей паровпусков, и от поперечных смещений удерживается четырьмя шпоночными соединениями 21 и 44, расположенными в продольной осевой вертикальной плоскости.

Из полостей между наружным и внутренним корпусами, а также между наружным корпусом и обоймами диафрагм выполнено четыре отбора пара на регенерацию—на подогреватели ПНД-4, ПНД-5, ПНД-7, на деаэрактор и для питания турбопривода питательного насоса.

ЦСД опирается на площадки опоры средних подшипников 24 и приставной опоры 17 лапами 26 верхней части наружного корпуса через прокладки 28. Как и ЦВД, ЦСД фиксируется относительно опор подшипников в осевом направлении призматическими выступами 35 нижних лап 27. В поперечном направлении фиксируется шпоночными соединениями 16 и 22, расположенными у торцевых стенок наружного корпуса в осевой вертикальной плоскости.

Пар в ЦСД перегретый до 540 °С, поступает через два блока клапанов промпрегрева 20, расположенных в плоскости паровпуска по обе стороны корпуса. Блоки клапанов зафиксированы в осевом направлении башмаками со шпонками 19, прикрепленными к фланцам горизонтального разреза нижней части корпуса. Нагрузку от блоков клапанов воспринимают специальные пружинные подвески. Блоки клапанов расположены у самого корпуса для обеспечения минимальных объемов пара в ЦСД после аварийного закрытия клапанов, чтобы предотвратить заброс частоты валопровода, осевающего от несения нагрузки.

Паропроводящие трубы от блоков клапанов подходят к ЦСД в осевой вертикальной плоскости одна сверху, другая снизу. Заканчиваются они в корпусе экранированными втулками патрубков 32, уплотненными в соединении горшечными кольцами 29. Втулка с кольцами может проскальзывать вдоль оси относительно азотированной втулки 30, установленной плотно в расточке паровпуска внутреннего корпуса 8. Верхняя паропроводящая труба съемная, приболчиваемая. Нижняя труба приварена с одной стороны к патрубку блока клапанов промпрегрева, а с другой к патрубку 32, приваренному, в свою очередь, к патрубку приливу 34 нижней части корпуса 3 (сечение Б-Б).

Выхлопная часть ЦСД заканчивается четырьмя патрубками 45, расположенными симметрично—по два в нижней и верхней частях наружного корпуса. Пар, отработавший в ЦСД, выходит из этих патрубков и поступает в ЦНД по ресиверам. К патрубкам верхней части корпуса ресиверы присоединяют фланцами с бол-

товым креплением. К нижним патрубкам ресиверы приваривают. Из верхних патрубков пар поступает в ЦНД-1, из нижних—в ЦНД-2.

Цилиндр низкого давления

Часть низкого давления турбины К-500-240-2 состоит из двух цилиндров, каждый из которых выполнен двухпоточным—по пять ступеней давления в потоке. Крупными сборочными единицами статора каждого из двух цилиндров низкого давления являются:

наружный корпус со встроенными опорами подшипников и корпусами левых уплотнений;

обойма диафрагм, покрытия снаружи экраном;

направляющий аппарат, рассекающий рабочий пар на два потока;

диафрагмы первой—пятой ступеней, образующие статорную прочную часть ЦНД;

опорные подшипники;

концевые и диафрагменные уплотнения; маслятобойники, предотвращающие выбивание масла наружу из опор подшипников;

валоповоротное устройство, предназначенное для вращения валопровода турбоагрегата с малой частотой во время пуска и во время останова.

Конструкция большинства деталей статора для всех потоков ЦНД одинакова, за исключением приставных опор, картеров и крышек, в которых имеются некоторые различия, обусловленные конструкцией валопровода и установкой контрольно-измерительных приборов.

Большинство деталей для статора ЦНД изготавливается путем сварки из стального углеродистого проката. Имеется небольшое количество деталей, изготавливаемых из стальных поковок и отливок.

Сварку выполняют, применяя в качестве наплавляемого металла электроды Э 42А (ГОСТ 9467-75) и сварочную проволоку Св-08Г2С (ГОСТ 2246-70).

Контроль качества сварных швов производится в соответствии с РТМ 108 020 26-77.

Конструкция статора ЦНД имеет следующие особенности.

Наружный корпус ЦНД (см. рис. 6.5), выполненный в основном из листового проката, устанавливается на фундаментные плиты опоясывающим выхлопным патрубком балконом—толстым широким листом, подкрепленным рядом крошечных [24].

Внутри наружного корпуса ЦНД установлена обойма (см. рис. 6.7), в которой размещены направляющий аппарат (см. рис. 6.8) и диафрагмы (см. рис. 6.11). Из рис. 6.5 видно, что обойма свободно перемещается вдоль направляющих шпонок при изменении ее температуры, опираясь через прокладки 10 своими лапами 59 на опорные площадки 61 и 100, приваренные в нижней части корпуса. Для предотвращения значительного отставания

лап обоймы от опорных площадок (при возможном короблении обоймы или больших неравномерных нагрузках от паропроводов) предусмотрены четыре дистанционных болта 64 с шайбами 63, устанавливаемых с монтажным тепловым зазором, позволяющим проскальзывание лап. Этот зазор (сечение Б-Б) обычно не превышает 0,2–0,3 мм, что достигается обработкой торцов труб 62. Большое отставание лап может привести к задвиганию усиков уплотнений диафрагм о вал турбины.

Для центровки обоймы в корпусе, направления тепловых перемещений вдоль оси турбины и предотвращения поперечных смещений служат четыре продольных шпоночных соединения башмаков 9 и 99, расположенных вдоль осевой вертикальной плоскости в зоне пятых ступеней — два в верхней части обоймы и два в нижней. Суммарный боковой зазор в соединении 0,1–0,2 мм.

От смещений обоймы вдоль оси турбины удерживает фикс-пункт 11 в виде двух поперечных шпоночных соединений под лапами обоймы на стороне регулятора. Суммарный боковой зазор в соединении 0,15–0,30 мм. Шпонки служат также направляющими для обоймы в ее расширениях перпендикулярно оси турбины.

Корпуса ЦНД имеют фикс-пункты, расположенные в плоскостях, перпендикулярных оси турбоагрегата и проходящих по осям симметрии подшипников № 5 и 7. Это шпоночные соединения, связывающие продольные (боковые) фундаментные плиты с опорными бонками 75, приваренными снизу к балконам нижних частей выхлопных патрубков стороны регулятора.

Фикс-пункт ЦНД-I, расположенный по оси подшипника № 5, является основным: тепловое расширение корпусов ЦСД и ЦВД, перемещение средней и передней опор подшипников вдоль оси турбины идет от этого фикс-пункта.

В поперечном направлении (относительно оси турбоагрегата) корпус ЦНД зафиксирован двумя продольными шпонками, расположенными под картерами, в вертикальной плоскости вдоль оси турбины. Шпонки прикреплены к поперечным фундаментным плитам, пазы для них выполнены в двух бонках 28, приваренных к поперечным балконам корпусов ЦНД.

На опорной поверхности приставной опоры 45 — вдоль осевой вертикальной плоскости также имеется шпоночный паз, на ее фундаментной плите прикреплена направляющая шпонка. Суммарный боковой зазор в шпоночных соединениях 0,04–0,06 мм.

Для предотвращения значительного подъема опорных поверхностей корпуса ЦНД при

короблении от термических напряжений и нагрузок от вакуума, при сейсмическом толчке или в аварийной ситуации на балконе корпуса в 12 точках расположены отверстия 57 для дистанционных болтов, заворачиваемых в фундаментные плиты. Между опорной поверхностью головки болта и верхней поверхностью шайбы, укладываемой под головку (на выточку в балконе), предусмотрен монтажный зазор 0,10–0,15 мм, обеспечивающий возможность свободного проскальзывания балкона по фундаментной плите.

Подвод пара в ЦНД боковой. Паропроводные патрубки 5 выполнены в нижней части обоймы (см. рис. 6.7), ниже горизонтального разъема. В нижней части корпуса ЦНД (см. рис. 6.5) с обеих сторон (в зоне вертикального разъема) соответственно имеются отверстия 36 с обрамляющими их полукольцами 81 и фланцами 84, к которым при сборке крепятся с наружной стороны корпуса фланцы 83 труб-ресиверов 53, с внутренней стороны к фланцам 83 крепятся паропроводящие трубы 80 $\varnothing 1000$ мм с линзовыми компенсаторами и фланцами 82. Другой фланец трубы-компенсатора 80 крепится к паропроводному патрубку обоймы ЦНД. При этом в холодном состоянии обеспечивается натяг компенсатора, равный половине линейных осевых тепловых расширений обоймы и паропроводящей трубы при номинальной нагрузке турбины, что составляет примерно 3 мм.

К нижней кромке 103 корпуса ЦНД по всему периметру приваривается переходный патрубок конденсатора. При этом всю нагрузку от «сухого» конденсатора и переходного патрубка воспринимают пружинные опоры конденсатора. Таким образом, при работе турбины на опоры корпуса ЦНД (балкон, опоясывающий выхлопные патрубки) со стороны конденсатора действует нагрузка только от массы находящейся в конденсаторе воды.

В ЦНД-I, представленном на рис. 6.5, на стороне генератора к торцу картера 29 и крышки 24 прикреплен разъемный промежуточный кожух 25, имеющий паз с вложенным в него резиновым шнуром 96. Конец кожуха со шнуром плотно заходит в расточку картера ЦНД-II, образуя подвижное соединение.

На стороне регулятора при помощи шпилек М30 к торцу картера 42 прикреплена приставная опора 45 с фланцем 46. Плита — основание опоры по краям — приварена к листу балкона 27. На площадке 68 опоры при сборке турбины ложатся верхние лапы корпуса ЦСД. В пазы 69 входят призматические выступы — шпонки нижних лап этого корпуса, фиксируя тем самым его осевое положение. Шпоночными выступами приваренных к опоре 45 и крышке 88 башмаков 71 и 87 корпус

ЦСД зафиксирован в поперечном направлении.

Для исключения повреждений расточек подшипников и шеек роторов при останове турбоагрегата из за аварийного падения давления в системе смазки предусмотрены бабки 7, в которых имеется обновляемый запас масла.

6.2. НАРУЖНЫЕ И ВНУТРЕННИЕ КОРПУСА ЦВД И ЦСД НАРУЖНЫЙ КОРПУС ЦВД

Наружный корпус ЦВД

Наружный корпус ЦВД (см. рис. 6.1) отлит из хромомolibденованадиевой стали марки 20ХМФ-Л и состоит из двух частей — верхней и нижней, соединяемых по горизонтальному разъему специальными шпильками М100 и М80, четыре из которых являются призонными. В каждой части корпуса в зоне паровпуска имеются по два обработанных внутри патрубка — прилива 46 для присоединения к ним на сварке промежуточных патрубков 44, т. е. переходников, к которым, в свою очередь, приварены паровпускные патрубки 18. К патрубкам приварены с одной стороны пароподводящие трубы 17, с другой — кованые втулки паровпусков 27. Для уменьшения лучевого нагрева патрубков корпуса в зазоре между паровпускной втулкой 27 и патрубком установлен экран 45, состоящий из трех цилиндрических кожухов, между которыми имеются зазоры 3 мм.

Внутри наружного корпуса механической обработкой выполнены: четыре выемки с площадками для размещения лап 32 и 35 внутреннего корпуса; четыре площадки для крепления башмаков 28 и 30 со шпоночными пазами фиксации внутреннего корпуса в наружном от поперечного смещения; кольцевые точеные пазы (узел III) для установки двух обойм диафрагм 5, 6 — и пяти обойм концевых уплотнений — 3, 4, 12, 13, 14; два точеных паза (узел IV) у разъема для фиксирующих в осевом направлении выступов внутреннего корпуса. На торцах наружного корпуса выполнены проточки для присоединения корпусов уплотнений 2, 15 и площадки для крепления специальных шпоночных башмаков 24 и 33 фиксации наружного корпуса относительно опор подшипников 19 и 16 в поперечном направлении.

На зеркале фланцев горизонтального разъема выполнены обнзски 40 глубиной 2 мм для увеличения удельного давления в соединении верхней и нижней частей с целью исключения пропаривания, а также обнзски 36 и 39 глубиной 6 мм для организации прогрева фланцев на пусковых режимах и предотвращения пропаривания [26].

К боковым поверхностям фланцев горизонтального разъема приварены короба 49 устройства для прогрева массивных фланцев и шпилек ЦВД (в зоне первой — восьмой ступеней). В короба сварены патрубки подвода и отвода обогревающего пара. Полости 50 коробов соединены сверлениями 48 с отверстиями 47 для шпилек, а через них и с обнзсками 36 или 39 на горизонтальном разъеме. Пар на обогрев поступает из межцилиндрической полости 38, т. е. с давлением 9,5 МПа (97 кгс/см²).

Для уменьшения лучевого нагрева опор на лапах корпуса с внутренней стороны прикреплены теплоизолирующие экраны 34, состоящие из двух стальных листов с проложенной между ними асбестовой прокладкой.

В выхлопной зоне нижней части корпуса имеются два прилива — патрубки 41 отвода пара на промежуточный перегрев. В нижних точках корпуса на стороне паровпуска име-

Таблица 6.1. Присоединения корпуса ЦВД

Наименование	Количество присоединений, шт.	Внутренний диаметр, мм	Давление, МПа (кгс/см ²)	Температура, °С
Отсос паровоздушной смеси из уплотнений стороны регулятора турбины	2	80	0,095(0,97)	167
Подвод пара на уплотнение стороны регулятора из уравнительного коллектора	2	80	0,110(1,12)	172
Отвод пара в ПНД-2 из уплотнений стороны регулятора	2	200	0,090(0,92)	314
Отвод пара из уплотнений стороны регулятора в четвертый отбор (к турбоприводу)	1	125	1,137(11,6)	290
Отвод пара на промежуточный перегрев	2	600	4,210(43,0)	296
Отвод пара на подогреватель ПВД 9	1	200	5,820(59,5)	339
Отвод пара из уплотнений стороны генератора в холодный промперегрев	2	50	4,210(43,0)	296
Отвод пара из уплотнений стороны генератора в четвертый отбор (к турбоприводу)	1	125	1,137(11,6)	290
Отвод пара в ПНД-2 из уплотнений стороны генератора	2	250	0,090(0,92)	314
Подвод пара на уплотнение стороны генератора из уравнительного коллектора	2	80	0,110(1,12)	172
Отсос паровоздушной смеси из уплотнений стороны генератора	2	100	0,095(0,97)	167

ются дренажные отверстия. Трубы подвода пара к уплотнениям и отсоса паровоздушной смеси приварены к патрубкам корпусов уплотнений, приболченных к торцам наружного корпуса. Кроме того, в нижней части наружного корпуса ЦВД имеется ряд других присоединений, которые перечислены в табл. 6.1.

Внутренний корпус ЦВД

Внутренний корпус ЦВД (рис. 6.3) отлит из хромомolibденованадиевой стали 15Х1М1Ф-Л, состоит из двух частей, соединяемых по горизонтальному разъему специальными шпильками М100 и М80. Верхняя 1 и нижняя 2 части от взаимного смещения фиксируются четырьмя коническими штифтами 3. В паровпускной зоне обе части корпуса имеют по два высоких литых расточенных внутри патрубка 15. В них вставлены с малым зазором и приварены по контуру пароприемные патрубки сопловых коробок 8, через которые подводится свежий пар в турбину. Каждая из четырех сопловых коробок фиксируется в осевом направлении двумя приваренными зубьями 7 в пазах, проточенных во внутреннем корпусе у горизонтального разреза и у вертикальной осевой плоскости, в поперечном направлении — вертикальным выступом, заходящим в паз башмака 11, приваренного к торцевой стенке внутреннего корпуса. Сопловые коробки отлиты из стали

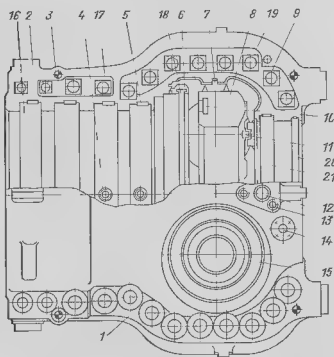


Рис. 6.3. Внутренний корпус ЦВД (вид сверху):

1 — верхняя часть корпуса; 2 — нижняя часть корпуса; 3 — штифт конический; 4 — выточка для установочной шпильки; 5 — опорная площадка; 6 — полукольцо; 7 — фиксирующий зуб; 8 — сопловая коробка; 9 — лунка для воротничка шпильки; 10 — расточка для соплового аппарата; 11 — установочный башмак; 12 — фиксирующая выточка; 13 — отверстие для крепления транспортной проушины; 14 — ствол прошедшего через уплотнение пара; 15 — паропроводящий патрубок; 16 — кольцевые пазы для диафрагм; 17, 19 — обжимы на горизонтальном разрезе; 18 — кольцевой паз для надбашмажного уплотнения; 20, 21 — пазы для обжимов концевой уплотнения

15Х1М1Ф-Л. Пароприемный патрубок коробки имеет в начале расточку для установившейся в ней азотированной втулки. Втулки служат направляющими для поршневых колец, установленных на пароподводящих патрубках ЦВД. Далее канал коробки переходит в кольцевую камеру подвода пара к сопловому аппарату. Из кольцевой камеры в сопловой аппарат пар поступает через ряд окон размером 42×50 мм.

Для установок четырех диафрагм (второй — пятой ступеней) и двух обжимов концевых уплотнений, а также для надбашмажного уплотнительного кольца (над рабочим колесом первой ступени) внутри корпуса проточены кольцевые пазы 16, 20, 21, 18.

Полукольца 6, в которых проточены пазы 18 для надбашмажного уплотнения, приварены к пояску внутренней проточки корпуса после установок и приварки сопловых коробок. Для соплового аппарата проточен Т-образного профиля кольцевой паз 10 в сопловых коробках. Заведенный в этот паз каждый из четырех сопловых сегментов фиксируется от смещения цилиндрическим штифтом.

В широких кольцевых пазах 16, проточенных внутри корпуса, у разреза сделаны выемки с опорными площадками 5 для установок — подвески диафрагм, в нижних точках пазов выполнены цилиндрические выточки 4 для установочных шпонок, фиксирующих диафрагмы от поперечного смещения. Аналогично выполнены места установок обжимов концевой уплотнения в кольцевых пазах 20 и 21.

Для увеличения удельного давления затяжки горизонтального разреза с целью предотвращения пропаривания на раземе имеются обжим-выемки 17 и 19 глубиной 2 мм. Чтобы шпильки соединения корпуса по горизонтальному разему не проваливались при установке, их выполняют с воротничками в средней части, а чтобы шпильки при затяжке гайки не проворачивались, указанные воротнички — квадратными в сечении. На горизонтальном раземе нижней части корпуса для указанных воротничков выполняют лунки 9 глубиной 20 мм.

Для крепления съемных транспортных проушин на наружной поверхности корпуса, у паровпусков, сделаны площадки, фиксирующие выточки 12 и нарезные отверстия 13.

В паровпускной зоне корпуса, между пазами для обжимов концевых уплотнений, выполнены два отверстия 14 для отвода прошедшего у вала пара двумя трубами за шестую ступень. Эти трубы присоединены там к отверстиям кольцевой камеры, имеющей в обжиме диафрагм шестой — восьмой ступеней.

Из нижних точек полостей, образовавшихся внутри нижних патрубков паровпусков (вокруг патрубков сопловых коробок), выполнены дренажные отверстия, к которым приболчены трубки D₂ 20 с фланцами. Дренаж осуществляется через наружный корпус.

Наружный корпус ЦСД

Наружный корпус ЦСД, показанный на рис. 6.2, выполнен сварно-литым. Паровпускная часть корпуса отливается из стали 20ХМФ-Л, выхлопная — из углеродистой стали 25-Л. Сварку этих частей производят электродом Э-42А, УОНИИ 13/45 ГОСТ 9467-75.

Горизонтальный разъем делит корпус на верхнюю и нижнюю части, соединяемые специальными шпильками и гайками М100, М80 и М56. Четыре шпильки являются призонными. В верхней и нижней частях стороны паровпуска взаимно противоположно выполнены приливы с отверстиями для присоединения пароподводящих труб. Верхний прилив — фланец обработан для присоединения фланца съемной трубы. Нижний прилив — патрубок 34 обработан для приварки паровпускного патрубка 32. К патрубку приварена пароподводящая труба, соединенная сваркой с патрубком корпуса клапана промперегрева. Для уменьшения лучевого нагрева патрубка корпуса в зазоре между паровпускной втулкой и патрубком 34 установлен экран 33, состоящий из трех цилиндрических кожухов, фиксируемый на втулке цилиндрическими штифтами.

В кольцевых выступах, имеющихся на внутренней поверхности корпуса, проточены кольцевые пазы 39 и 42 для установки трех обойм диафрагм — 10, 11, 12 — и трех обойм концевых уплотнений — 2, 13, 14. У разъема, с обеих сторон корпуса, по оси паровпуска проточены пазы шпоночного соединения 18, фиксирующего внутренний корпус в осевом направлении. У разъема же выполнены четыре опорные площадки для лап 4 и 9 внутреннего корпуса, которыми он опирается и центрируется в вертикальном направлении. На внутренней поверхности торцевой стенки, у паровпусков, и на внутренней поверхности у обойм диафрагм 10 выполнены площадки и прикреплены башмаки 21 и 44, имеющие пазы для шпонок, с помощью которых внутренний корпус фиксируется в наружном от поперечных смещений.

К наружной поверхности торцевых стенок верхней и нижней частей корпуса на стороне паровпуска приварены литые башмаки соединения 22, а на стороне паровыпуска имеются приливы 16 со шпоночными пазами для фиксации наружного корпуса относительно опор подшипников 24 и 17 в поперечном направлении. Лапы корпуса отлиты заодно с фланцами горизонтального разъема. Верхними лапами 26 корпус опирается на опоры, а нижними лапами 27 (выступами 35) корпус зафиксирован относительно опор в осевом направлении.

В верхних и нижних лапах имеются горизонтально направленные окна — отверстия, используемые при транспортировке корпуса. В верхних лапах выполнены отверстия с резьбой для «оживления» (приподнятия) ЦСД специальными болтами 25 при окончательной сборке и центровке.

Для уменьшения лучевого нагрева опоры 24 на лапах наружного корпуса на стороне паровпуска — с внутренней стороны — прикреплены экраны 23, состоящие каждый из двух тонких стальных листов с проложенной между ними асбестовой прокладкой. Чтобы на пусковых режимах обеспечить прогрев толстых фланцев горизонтального разъема и больших шпилек их соединения (в зоне первой пятой ступени), на зеркале фланцев выполнены обнизки 40 и 41 глубиной 8 мм, снаружи к боковым поверхностям 43 фланцев прарены короба из хромомолибденовых

Таблица 6.2. Присоединения корпуса ЦСД

Наименование	Количество присоединений, шт.	Внутренний диаметр, мм	Давление МПа (кгс/см ²)	Температура, °С
Отсос паровоздушной смеси из уплотнений стороны регулятора турбины	2	100	0,095(0,97)	167
Подвод пара на уплотнение стороны регулятора из уравнительного коллектора	2	80	0,110(1,12)	172
Отвод пара в ПНД-2 из уплотнений стороны регулятора	2	225	0,090(0,92)	314
Подвод пара в ЦСД (от блоков клапанов промежуточного перегрева)	2	600	3,650(37,1)	540
Отбор пара на подогреватель ПВД-7 (за четвертой ступенью)	2	400	1,760(18,0)	432
Отбор пара на турбопривод ПП и дезаратор (за шестой ступенью)	2	350	1,137(11,6)	375
Отбор пара на подогреватель ПНД-5 (за девятой ступенью)	1	6	0,548(5,57)	288
Отбор пара на подогреватель ПНД-4 (за одиннадцатой ступенью)	2	500	0,317(3,24)	228
Отвод пара в ПНД-2 из уплотнений стороны генератора	1	175	0,090(0,92)	314
Подвод пара на уплотнение стороны генератора из уравнительного коллектора	2	80	0,110(1,12)	172
Отсос паровоздушной смеси из уплотнений стороны генератора	2	80	0,095(0,97)	167

(марки 12ХМ) листов, в которые вварены патрубки подвода и отвода обогревающего пара. Сварку выполняют электродами Э-ХМФ, ЦЛ-20 (ГОСТ 9467-75).

Наружный корпус ЦСД имеет четыре на правленных горизонтально выхлопных патруб ка 45 с внутренним диаметром 1000 мм. Для уменьшения аэродинамического сопротивления выхлопной части корпуса путем направ ления потока пара, вышедшего из последней, одиннадцатой, ступени, установлены полу-кольцевые со сферическими поверхностями на правляющие листы 37 и козырьки 38. Эти листы и козырьки приварены к стержням 36, соединяющим торцевую стенку наружного корпуса с цилиндрической его частью — коль-цевым пояском у паза 39. Такое присоеди нение торцевой стенки выполнено для уесто чения, для уменьшения изгибных напряжений в ней и предотвращения недопустимых изме нений осевых зазоров в концевых уплотне ниях стороны паровыпуска при изменении давления пара в патрубке. Кроме того, уста новка стержней 36 обеспечивает более ста бильное (по отношению к проточной части ЦСД) осевое положение лап с выступами 35, которыми наружный корпус зафиксирован в опношении опоры 17.

Кроме указанных выше патрубков подво да пара и выхлопа, корпус имеет присоеди нения отводов пара на подогреватели, деаэра тор, турбопривод и др., перечень которых при веден в табл. 6.2.

Внутренний корпус ЦСД

Внутренний корпус ЦСД (рис. 6.4) состо ит из двух частей, соединяемых по горизон тальному разъему специальными шпильками М80 и М64. Обе части корпуса отлиты из стали 15Х1М1Ф-Л. Верхняя 5 и нижняя 7 части корпуса фиксируются от взаимного сме щения четырьмя коническими штифтами.

В кольцевую паровпускную камеру 14 пар подводится после промежуточного перегрева через два высоких литых расточенных внутри патрубка 1, расположенных симметрично в верхней и нижней частях корпуса. В расточку каждого патрубка плотно вставляют азоти рованную втулку, контактирующую с поверх ностью патрубка только посадочными пояска ми, а в остальной части наружной поверхно сти проточенную так, что между ней и внут ренней поверхностью патрубка образуются за полненные воздухом изолирующие кольцевые выточки. Азотированные втулки служат на правляющими для поршневых колец, установ ленных на втулках паровпускных патрубков подвода пара от клапан промежуточного пере грева.

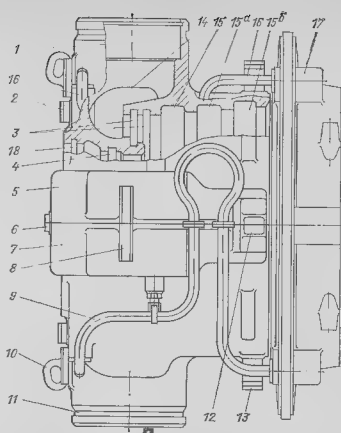


Рис. 6.4. Внутренний корпус ЦСД:

1 — пароводводящий патрубок; 2 — шпоночный зуб поперечного фиксирования; 3 — расточка для осевого аппарата; 4, 16 — кольцевые лапы для обойм уплотнений; 5 — верхняя часть кор пуса; 6 — передние опорные лапы; 7 — нижняя часть корпуса; 8 — установочный выступ осевого фиксирования; 9, 16 — труба отвода пара за пятую ступень; 10 — проушина для транспор тировки; 11 — кольцевая выточка; 12 — боковые опорные лапы; 13 — шпоночный башмак поперечного фиксирования; 14 — паро подводящая полость; 15, 15a, 15b — расточки для диафрагм; 17 — обойма диафрагм пятой и шестой ступеней

Внутри корпуса проточены кольцевые пазы: 3 — для установки соплового аппарата; 15, 15a, 15b — для установки диафрагм вто рой — четвертой ступеней, 4 и 16 — для ус тановки двух обойм концевых уплотнений.

Между указанными пазами для установ ки обойм уплотнений в верхней и нижней частях корпуса выполнено по два отверстия $\varnothing 60$ мм, к которым снаружи присоединены самоком пенсаторные трубы 9 и 16 для отвода просоч ившегося через уплотнение пара за пятую ступень в кольцевую камеру, проточенную в обойме 17 диафрагм пятой и шестой ступе ни. Трубы присоединяются к отверстиям обоймы, где сделаны сверления в кольцевую камеру.

На фланцах горизонтального разъема кор пуса в плоскости осей паровпусков выполне ны шпоночные выступы 8 для фиксирования внутреннего корпуса в наружном в осевом направлении. На торцевой стенке и в зоне четвертой ступени выполнены выступы-лапы 6 и 12, которыми внутренний корпус опи рается на наружный и центрируется в нем в вертикальном направлении. В тех же зонах в осевой вертикальной плоскости корпус име ет четыре прилива, обработанных так, что каждый прилив образует шпоночный зуб 2 или 13 для фиксирования внутреннего корпу

са в наружном от поперечных смещений. Как и в корпусе ЦВД, в нижних точках расточек для диафрагм и обойм концевых уплотнений в этой же вертикальной плоскости выполнены выточки $\varnothing 50$ мм для фиксирования диафрагм и обойм в поперечном направлении. На горизонтальном разрезе в указанных расточках имеются выемки с площадками для установки подвески диафрагм и обойм концевых уплотнений.

Для ускорения и удобства строповок при транспортировке корпуса при его изготовлении, а также при монтаже и ревизиях турби-

ны на обработанных приливах у стенок паровпусков приболчены транспортные проушины 10. Чтобы обеспечить возможность крепления технологических заглушек при гидравлических испытаниях корпуса в процессе его изготовления, на концах патрубков паровпусков предусмотрены кольцевые выточки 11 для захватов, которыми оснащены специальные струбцины.

Наружный корпус ЦНД (выхлопные патрубки)

Наружный корпус каждого ЦНД (рис. 6.5) имеет горизонтальный разъем, делящий кор-

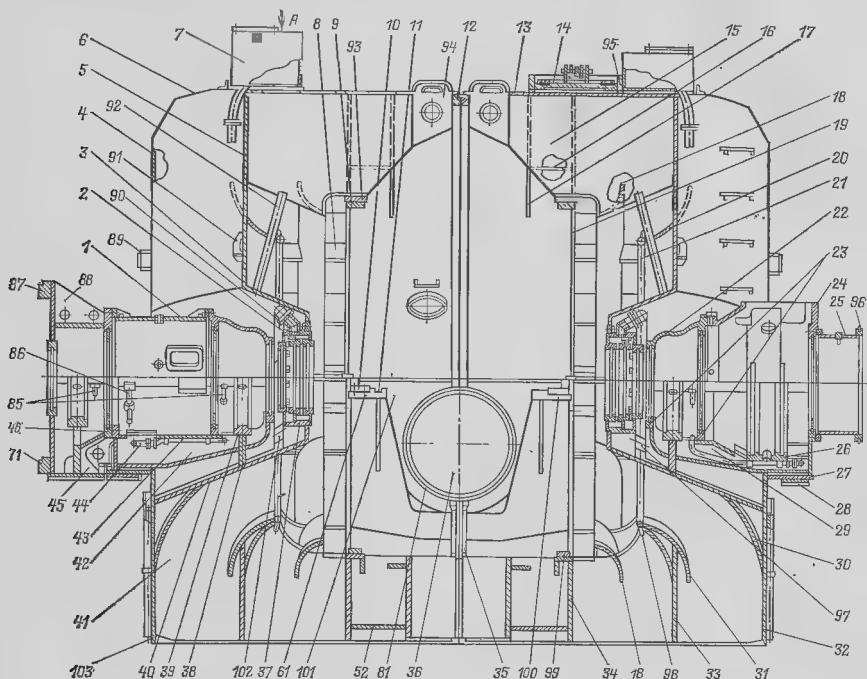
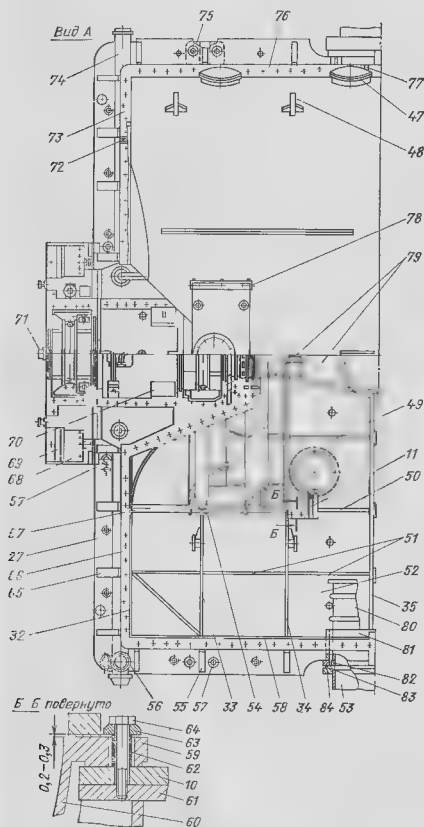


Рис. 6.5. Наружный корпус ЦНД:

1, 22 — крышки картеров; 2 — верхняя часть корпуса уплотнений; 3 — конус-обтекатель верхней части выхлопного патрубка, нижнего патрубка; 7 — бокс для масла; 8 — направляющий лист; 9, 99 — шиномочные башмаки; 10 — прокладка; 11 — шиномочный чашка; 14 — атмосферный клапан; 15 — продольный лист; 16 — горизонтальный лист; 17 — ребро; 18 — козырек; 19 — потеречный системы охлаждения патрубков; 23 — полукольца с пазами для маслостойника и штика; 24 — крышка опоры валоповорота, вкладышей валоповоротного устройства; 27 — лист балкона; 28, 75 — опорные бонки; 29, 42 — картеры; 32 — торцевой лист; 33, отверстие горловины для паровпуска; 37 — нижняя часть корпуса уплотнений; 38 — поперечный лист картера; 39 — полукольцо выхлопного патрубка; 41 — нижняя часть выхлопного патрубка; 43 — обечайка встраиваемой опоры подшипника; 44 — трубопровод слива масла из опоры подшипника № 4; 46 — вертикальный фланец приставной опоры; 47 — секционный лок; 48 — транспортный крюк; 49, 50, 51, 79 — продольный лист; 52, 81 — опорные площадки; 62 — труба; 63 — шайба; 64 — дистанционный болт; 66, 73, 76 — фланцы горизонтального лань ЦНД; 69 — шиномочный паз севосого фиксирования корпуса ЦСД 70 — площадка для датчика относительного расширения низ корпуса ЦСД; 72, 77, 91, 94 — транспортные проушины; 74, 102 — трубы отсоса паровоздушной смеси из концевой уплотнение; 82 — фланец компенсатора; 83 — фланец ресивера; 84 — фланец горловины паровпуска; 85 — защитные трубки для ка эксцентриситета; 88 — крышка приставной опоры; 89 — корпус торцевого листа; 90, 97 — трубы подвода пара из концевые уплотнения; 92 — стержни; 93 — плита; 98 — корпус клапана; 96 — резиновый шнур; 103 — кромка патрубка

пус на разъемные верхнюю и нижнюю части, и вертикальный технологический — разъем, делящий корпус на два выхлопных патрубка стороны регулятора и стороны генератора.



4 — торцевой лист; 5 — лист проема; 6 — верхняя часть выхлопного фланца (диско-пакет ободов); 12 — вертикальный фланец; 13 — обод; 20, 30, 31 — направляющие листы; 21, 98 — коллекторы; 25 — промежуточный кожух; 26 — полуоболочка с пазом для 34 — поперечные листы; 35 — лист вертикального разреза; 36 — под подшипник; 40 — конус обтекатель нижней части вихревого подпора ротора; 45 — приставная опора подшипника; 52 — нижний лист; 53 — труба ресивера; 54 — полость; 55 — обод; 56 — фланец; 57 — обод; 58 — обод; 59 — обод; 60 — обод; 61 — продольная труба; 62 — опорная шпилька для ротора; 63 — шпилька; 64 — шпилька; 65 — шпилька; 66 — шпилька; 67 — шпилька; 68 — шпилька; 69 — шпилька; 70 — шпилька; 71 — шпилька; 72 — шпилька; 73 — шпилька; 74 — шпилька; 75 — шпилька; 76 — шпилька; 77 — шпилька; 78 — шпилька; 79 — шпилька; 80 — шпилька; 81 — шпилька; 82 — шпилька; 83 — шпилька; 84 — шпилька; 85 — шпилька; 86 — шпилька.

Горизонтальный разъем корпуса необходим как из условий сборки и разборки ЦНД, так и условий его изготовления, транспортировки. Вертикальный разъем корпуса необходим для обеспечения возможности транспортировки его крупногабаритных частей при изготовлении и по железной дороге (к месту поставки). Разъем целесообразен и технологически: обеспечивается возможность термобработки и механической обработки на менее крупном оборудовании, проще при этом кантовка и установка крупногабаритных частей на станках в процессе изготовления.

При монтаже на электростанции соединяемые по вертикальному разному части корпуса фиксируют призмами, стягивая болтами М30 и обваривают по контуру для обеспечения плотности. По горизонтальному разному верхнюю часть корпуса с нижней фиксируют призмами и стягивают шпильками и болтами М42. Крепеж изготовлен из конструкционной углеродистой стали марки 35. Большинство сборочных единиц корпуса ЦНД сварено из листового углеродистого проката. Применяется небольшое количество труб, стержней и поковок из углеродистой стали.

Наружный корпус каждого ЦНД включает: два выхлопных патрубка, имеющие верхние части 6 и нижние части 41 с сваренными в них картерами 29 и 42; два корпуса концевых уплотнений, верхние части 2 которых приболочены к верхней части корпуса, а нижние части 37 приварены в картерах нижней части корпуса.

В комплект сборочных единиц наружного корпуса ЦНД входят атмосферный (предохранительный) клапан 14, крышки картеров 1, 22, 24, коллекторы 21 и 98 системы охлаждения патрубков, приставная опора 45 с крышкой 88, аварийные бачки 7 для масла и ряд более мелких сборочных единиц.

Верхняя часть корпуса ЦНД

Верхняя часть выхлопного патрубка (стороны регулятора или стороны генератора) является частью герметичной пароприемной камеры, в которой осевой поток пара, отработавшего в проточной части ЦНД, получает направление вниз — в сторону выходного сечения и представляет собой крупногабаритную сварную конструкцию, в которой наружная оболочка — цилиндрического профиля обечайка 13 из листа толщиной 20 мм, свальцованная вокруг оси, параллельной оси турбины. С одной стороны обечайка закрыта торцевыми листами 4, листом проема 5, конусом-обтекателем 3 и фланцем для крепления верхней части корпуса уплотнения 2. С другой, открытой, стороны к обечайке приварен вертикальный фланец полукольцо 12, при помощи которого эту верхнюю часть соединяют со смежной верхней частью. Фланец 12, кроме того, увеличивает жесткость верхней части патрубка. Фланцы горизонтального разреза — толстые полосы 73 и 76 — приварены вдоль нижних кромок обечайки 13, торцевых листов 4 и конуса 3 — по контуру горизонтального разреза.

В середине верхней части патрубка в качестве основного несущего элемента, воспринимающего усилие на обечайку от атмосферного давления при работе турбины, использован поперечный лист 19, отгораживающий зону размещения обоймы диафрагм ЦНД от зоны проточной части патрубка. Этот лист в центральной части имеет вырез в соответствии с контуром периферии обоймы, а в верхней средней части усилен листом 16 и ребром 17. К поперечному листу 19 и продольному листу 15, расположенному в осевой вертикальной плоскости, приварена плита 93, а к ней — башмак 9 со шпонкой, обеспечивающей центровку обоймы ЦНД в поперечном направлении.

Чтобы уменьшить изгибные напряжения и прогибы торцевых листов 4, к их средней по высоте части приварены короба 89 из листового проката. Для придания верхней части патрубка объемной жесткости торцы направляющих листов 8 приварены с одной стороны к листам 4, а с другой — к поперечному листу 19. Кроме того, в осевой вертикальной плоскости к продольному листу 15 и конусу 3 приварен по торцам стержень 92Ø70 мм. Направляющие листы 8 и 20, листы 8 и козырек 18 в местах пересечения сварены между собой. Чтобы создать возможность простой установки и съема крышки подшипника при сборке и разборке ЦНД (без специальных приспособлений), над крышками 1, 22 и 22, 24 в патрубке выполнен проем. К торцевым листам 4, к обечайке 13 и конусу 3 (в средней части) приварен гнутый лист проема 5, для которого в обечайке и конусе имеются глубокие вырезы.

Для уменьшения аэродинамического сопротивления выхлопного патрубка в него вварены штампованные профилированные направляющий лист 20 и козырек 18, имеющие форму полуколец с поверхностями частей тора, а также вальцованные профилированные направляющие листы 8, имеющие форму продольных частей тонкостенного цилиндра. Лист 20, козырек 18 и торцевые листы 4 поворачивают осевой поток пара, вышедшего из последней, пятой, ступени, и дают потоку радиальное направление. Обечайка 13 и направляющие листы 8, поворачивают радиальный поток пара вниз, к горизонтальному разъему, и направляют поток в вертикальные каналы нижней части патрубка.

На одной из верхних частей выхлопного патрубка приварена обработанная рамка, к которой приваривается по контуру корпус атмосферного клапана 95. В обечайке 13 имеется окно для пропуска пара при срабатывании клапана 14. Для установки аварийных бачко 7 к обечайке 13 приварены стойки 78.

Для возможности кантовки, транспортировки; крепления верхней части патрубка на железнодорожной платформе предусмотрены «двурогие» крюки 48 и специальные проушины 72, 77, 91, 94.

Доступ внутрь смонтированного корпуса обеспечивается через вваренные в обечайку 13 люки — патрубки 47 с фланцами. На электростанции эти патрубки используются как цапфы при подъеме верхней части корпуса. Крышки люков крепятся на паронитовых прокладках.

Для улучшения работы концевой уплотнения выполнен трубопровод подвода пара 90, кроме имеющегося в нижней части корпуса основного подвода 97. Коллекторы системы охлаждения выхлопных патрубков 21 прикреплены к входным кромкам направляющих листов 20 с помощью гнутых привариваемых к этим листам пластинчатых скоб.

Нижняя часть корпуса ЦНД

Нижняя часть выхлопного патрубка ЦНД — крупногабаритный сборочный узел турбины — является частью пароприемной камеры отработавшего в ЦНД пара и представляет собой прямоугольную сварную конструкцию с тремя высокими сплошными стенками 32, 58, 101 по периферии и четвертой 35 — меньшей высоты — на вертикальном стыке двух нижних частей патрубков. К торцевой стенке 32 внутри патрубка приварен картер 29 или 42 со встроенной опорой подшипника. Вдоль и поперек патрубка, по высоте, вварены листы 33, 34, 49, 50, 51, 79, как взаимно перпендикулярные перегородки, которые совместно с трубами 67 обеспечивают патрубку необходимую жесткость и образуют каналы для потока пара. Снаружи, по периметру, к сплошным стенкам приварен балкон — широкий лист 27, подкрепленный толстыми ребрами-кронштейнами 55 и 65, а также фланец горизонтального разъема 66. Тринадцатью бонками 28, 75 и бонками без шпоночных пазов, приваренными снизу к балкону, патрубок опирается на фундаментные плиты.

Из-за наличия встроенной опоры подшипника нижняя часть выхлопного патрубка при работе турбины имеет нагрузку не только от атмосферного давления, собственной массы, массы обоймы с диафрагмами, но и массы ротора, подшипника, а также может быть нагружена динамическими нагрузками от неуравновешенных масс ротора или другими силами, возникающими при вибрации (например, при динамической неустойчивости валопровода, при автоколебаниях вала).

Силами атмосферного давления нагружены все наружные листы и внутренние связи патрубка. Кроме того, внутренние связи ча-

гужены силами, указанными ниже. Поперечный лист 33, расположенный в плоскости опорного подшипника, несет значительную часть нагрузки от массы ротора и динамических сил, получая эти нагрузки от шейки ротора через подшипник, полукольцо 39 с расточкой под подшипник, поперечный лист 38 в картере (также находящийся по оси подшипника) и ряд толстых полос 54, расположенных по полуокружности подобно спицам в колесе, — от конуса 40 до внутренней кромки листа 33. Жесткость поперечного листа 33, подкрепленного приваренными к нему продольными листами 49, 51, 79 и направляющим листом 31, в значительной мере определяет податливость опоры подшипника под действием статических и динамических нагрузок.

Поперечный лист 34 воспринимает нагрузку в основном от массы обоймы с диафрагмами, обеспечивая совместно с продольными листами 49, 50, 51 стабильность радиальных зазоров в проточной части ЦНД. Опорные площадки 61 и 100, на которые через прокладки 10 устанавливается обойма ЦНД, приварены к листам 34 и 50 у разъема. В средней части лист 34 имеет вырез соответственно контуру обоймы. При монтаже на электростанции вдоль всего выреза приваривают тонкие уплотняющие листы для предотвращения значительного протока пара в зону обоймы и защиты ее от брызг охлаждающего конденсата на холостом ходу.

Поперечный лист 35, расположенный у вертикального разъема, кроме восприятия нагрузок от атмосферного давления, служит технологическим целям: совместно с другими элементами обеспечивает технологическую жесткость, необходимую при изготовлении и транспортировке корпуса, а также используется в качестве фланца соединения патрубка со спаиваемым по вертикальному разъему.

Все продольные листы служат для восприятия сил атмосферного давления, раскрепления поперечных листов, соединения патрубка по вертикальному разъему со спаиваемым, создания необходимой жесткости патрубку, а также для направления потока пара в заданные отсеки для получения равномерного поля скоростей в выходном сечении патрубка. Обеспечивают это путем профилирования части продольных листов. В отсеке между листами 34 и 35, где расположена обойма ЦНД, проточного пара нет. Внизу все его ячейки закрыты листами 52 для обеспечения корпусу жесткости в горизонтальном направлении и предохранения обоймы от брызг конденсата из охлаждающего устройства, расположенного в переходном патрубке. Проточным, рабочим, отсеком выхлопного патрубка является отсек между торцевым листом 32

и листом 34; через него пар поступает в переходный патрубок конденсатора. Направляют поток пара профилированные листы 20, 30, 31, козырек 18 и профилированные продольные листы, расположенные в проточном отсеке.

Картеры 29 и 42 выделены в отдельные сборочные единицы по условиям технологии. Картер — сварная конструкция, включающая в качестве основных элементов встроенную опору подшипника и нижнюю часть корпуса уплотнения. Связующим элементом между ними и выхлопным патрубком корпуса ЦНД, в который вваривается картер, является конус 40, отделяющий опору от парового пространства. В картере, кроме опоры и корпуса уплотнения 37, вварены: трубы 97 или 102 подвода пара на уплотнение и отсоса паровоздушной смеси, трубы подвода масла к опорному подшипнику из системы смазки, аварийного маслоснабжения и гидравлического подъема роторов 44, площадки 70 и трубки 85, 86 для контрольно-измерительных приборов.

В картере ЦНД-I стороны генератора вварено широкое полукольцо 26 с проточками для установок вкладышей зубчатого колеса валоповоротного устройства. Трубы от камер концевое уплотнения и для подачи масла на подшипник проложены в полости между обечайкой 43 и конусом-обтекателем 40. Трубы выходят за торцевую стенку 32. Присоединяемые к ним паровые трубопроводы приваривают, фланцы маслоподводящих трубопроводов прикрепляют болтами. Труба 56 слива масла из опоры подшипника и труба 74 отсоса паровоздушной смеси (или подвода пара на уплотнение) проложены по балкону от картеров, через отверстия в ребрах-кронштейнах 65 и заканчиваются фланцами.

Встроенная опора подшипника представляет собой сварную конструкцию. Полукольцо 39 с проточкой для установки подшипника и отверстия для подвода масла к подшипнику опирается на поперечный лист 38, служащий звеном передачи нагрузок от подшипника на поперечный лист 33 выхлопного патрубка. Обечайка 43 у разъема имеет фланцы и совместно с крышками картера 1, 22, 24 образует камеры для подшипника и муфт роторов. Боковые стенки опоры и листы подвода опоры образуют канал слива масла из подшипника. Полукольца 23 с выточками служат для установки маслоотбойника и разделяющего камеры щитка. Крышки картеров присоединяются к опорам по горизонтальному разъему шпильками М30 и фиксируются коническими призмонами.

Опора вварена в конус 40 выхлопного патрубка, подкрепленный полосами 54 и про-

долными листами 79, и расположена кон-
сольно по отношению к фундаменту, на кото-
рый передаются нагрузки, действующие на
опору. Поэтому статические характеристики
ее прогибов и динамические характеристики
податливости опоры под действием неурав-
новешенных сил определяются в основном
жесткостью элементов выхлопного патрубка,
передающих эти силы от расточки подшипни-
ка до опорных боков 28 баллона выхлопного
патрубка ЦНД, которыми патрубок опирает-
ся на фундаментные плиты.

В турбине К-500-240 велики размеры вы-
хлопных сечений из-за больших расходов па-
ра, идущего в конденсатор, а габариты па-
трубков ограничены железнодорожными га-
баритами и длинами роторов.

В выхлопных патрубках ЦНД турбин
К-500-240-1 и К-500-240-2 нет диффузоров.
Выходящий из последней ступени пар попада-
ет в пароприемную камеру, образованную
оболочкой наружного корпуса, и направляет-
ся к выходному сечению этой оболочки и
системой профилированных направляющих
листов и ребер.

В дальнейшем предполагается применять
выхлопные патрубки ЦНД с осердцатыми
диффузорами, обеспечивающими использо-
вание кинетической энергии потока пара, вы-
шедшего из последней ступени, превращение
ее в энергию давления, которое, суммируясь
с давлением за рабочими лопатками послед-
ней ступени, обеспечит прохождение пара в
конденсатор. Указанные патрубки, спроекти-
рованные на основании продувок, будут иметь
коэффициент полных потерь менее единицы.

В турбине К-500-240-2 по сравнению с пер-
вой модификацией (К-500-240-1) внедрен ряд
усовершенствований, весьма существенными
из которых в части ЦНД являются:

увеличение жесткости элементов нижней
части корпуса, передающих усилия от опор
подшипников на фундамент;

улучшение профилей направляющих листов
и ребер, образующих каналы для поворота
отрабатываемого пара и направляющих поток к
выходному сечению;

установка (по рекомендации МЭИ) в верх-
ней части выхлопного патрубка направляю-
щих листов 8 (рис. 6.5), поворачивающих по-
ток пара в сторону выхлопа, а также поворот
торцевой стенки 4 верхней части выхлопного
патрубка из наклонного положения в верти-
кальное для устранения аэродинамического
подпора потока пара у листа проема-обтека-
теля 5, что обеспечило уменьшение коэффи-
циента полных потерь выхлопного патрубка
до 1,4 в турбине К-500-240-2 вместо 1,6 в тур-
бине К-500-240-1.

Для повышения ремонтпригодности тур-

бины вместо верхних выполнены боковые по-
воды пара — в нижнюю часть корпуса ЦНД,
что обеспечивает возможность вскрытия верх-
них частей корпусов без демонтажа ресиве-
ров, как это необходимо в турбине первой
модификации. Кроме того, в турбине
К-500-240-2 предусмотрено: после монтажа
ресиверов фланцевое присоединение к корпу-
су ЦНД укрупняют путем приварки плот-
ного кожуха. Таким способом уменьшают при-
сосы воздуха в вакуумную зону.

Атмосферный клапан 14 (рис. 6.5) сбо-
рочная единица, в которой собственно кла-
пан — это диск из стального листа, проточен-
ный по периферии посадочным пояском,
имеющим коническую поверхность. Диск-кла-
пан соединен с корпусом клапана 95 при по-
моши приваренных к нему стоек, пальцев-
осей и двух рычагов. Рычаги, закрепленные
осями в стойках корпуса, допускают подъем
клапана с поворотом его на 60° относитель-
но номинального положения. Корпус клапана
сварной, имеет в основе прямоугольный тол-
стый лист, в котором выточено седло клапа-
на — отверстие с конической поверхностью.

Для создания седлу необходимой жестко-
сти и для приварки корпуса клапана к верх-
ней части выхлопного патрубка по периферии
толстого листа приварены боковые стенки с
обрабатываемыми под сварку кромками.

Атмосферный клапан предусмотрен на слу-
чай чрезмерного повышения давления внутри
корпуса, например, из-за прекращения пода-
чи охлаждающей воды в конденсатор при про-
должающемся поступлении пара в выхлопной
патрубок из проточной части.

Клапан срабатывает при избыточном да-
влении около 100 кПа (1,02 кгс/см²). При
этом разрывается паронитовое уплотняющее
кольцо, положенное на конусный стык и при-
крепленное стальными кольцами и крепежом
к корпусу и клапану. После срабатывания
клапан автоматически закрывается под дей-
ствием массы диска и может работать вплоть
до останова агрегата. Однако полной плотно-
сти при этом может не быть, т. е. будут при-
сосы воздуха. Для их предотвращения паронитовое
кольцо заменяют целым.

Коллекторы 21 и 98 (рис. 6.5) системы ох-
лаждения выхлопных патрубков ЦНД сваре-
ны из труб $\varnothing 38 \times 3$ мм. В трубы, изогнутые
по окружности и прикрепленные к входным
кромкам направляющих полукольцевых ли-
стов 20 и 31 при помощи скоб, вварен ряд
форсунок с винтовыми цилиндрическими рас-
пылителями. Труба для подвода конденсата
к коллектору проложена в нижней части вы-
хлопного патрубка. В трубу через пластиче-
ские фильтры тонкой очистки конденсат посту-
пает из напорного трубопровода основного

конденсата после конденсатных насосов. Охлаждение патрубков осуществляется впрыском конденсата через форсунки-распылители. Охлаждение предусмотрено на холостом ходу турбины, когда идет выделение большого количества теплоты из-за больших вентиляционных потерь в лопаточных аппаратах последних ступеней турбины, а отвод теплоты при этом мал из-за отсутствия проточного пара.

Бачки 7 (рис. 6.5) для масла, именуемые аварийными, установлены на верхней части корпуса. Это сваренные из стальных листов прямоугольной формы емкости, раскрепленные внутри стержнями для придания жесткости стенкам. В днище бачка сварены трубы подвода, отвода масла и дреннующие. На верхнем листе имеются люки с крышками для очистки.

Бачки работают при внутреннем давлении 70—100 кПа (0,7—1,0 кгс/см²), так как на смазку подшипников от главных масляных насосов (через фильтры и демпферный бак) масло поступает через них.

В каждой бачке имеется объем масла, достаточный для неопытного снабжения маслом одного или двух подшипников во время «выбега ротора» (вращения валопровода после прекращения подачи пара в турбину), т. е. примерно в течение 20 мин.

В бачке есть дозирующая трубка на каждый подшипник, распределяющая запас масла так, что бо́льшая его часть расходуется при больших оборотах, остальная часть расходуется до останова.

Отключает турбинный агрегат от снабжения его паром реле падения давления в системе смазки.

6.3. ОБОЙМЫ ДИАФРАГМ

Обоймы диафрагм ЦВД и ЦСД

Все обоймы диафрагм ЦВД и ЦСД литые. Обойма шестой - восьмой ступеней ЦВД отлита из стали 20ХМФ-Л, обойма пятой и шестой ступеней ЦСД из стали 15ХМ1Ф-Л, остальные обоймы (девятой и десятой ступеней ЦВД, седьмой — девятой, десятой и одиннадцатой ступеней ЦСД) отлиты из стали 25-Л.

Одна из обойм диафрагм (в данном случае седьмой — девятой ступеней ЦСД) представлена на рис. 6.6. Каждая обойма состоит из двух частей — верхней 1 и нижней 4, соединенных по горизонтальному разъему специальными шпильками 2 и колпачковыми гайками 3 с резьбой М42 или М36 — в зависимости от места установки. Относительное положение двух частей при сборке фиксируется двумя коническими штифтами 5, предохра-

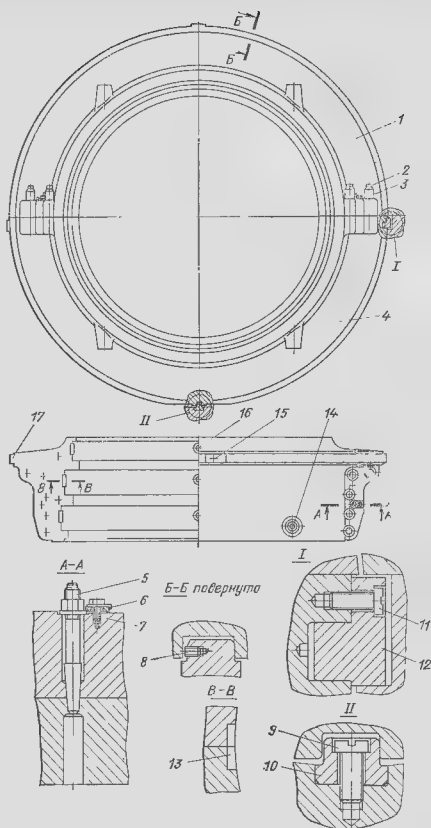


Рис. 6.6. Обойма диафрагм седьмой, восьмой и девятой ступеней ЦСД:

1, 4 — верхняя и нижняя части обоймы; 2 — специальная шпилька; 3 — колпачковая гайка; 5 — конический штифт; 6 — стопорная шайба; 7 — болт; 8 — винт (пин); 9, 11 — винты; 10 — нижняя шпонка; 12 — боковая шпонка; 13 — вставка с опорной площадью; 14, 15 — отверстия для рым-болтов; 16 — отверстие для установочной шпонки; 17 — кольцевой выступ (обод)

ненными от случайного подъема стопорными шайбами 6, которые притянуты к обойме болтами 7.

На периферии каждой обоймы имеется кольцевой выступ 17 шириной 65 мм, которым обойма устанавливается в кольцевой паз расточку корпуса. На внутренней поверхности обоймы проточены пазы для установки в них диафрагм. В каждом таком пазу, на гори-

зонтальном разрезе (с двух сторон), выполнены выемки 13 с опорными площадками для шпонок-подвесок диафрагм. В нижней точке паза-расточки имеется цилиндрического вида выточка 16 для шпонки, обеспечивающей фиксирование диафрагмы в поперечном направлении турбины.

Подвеска и центровка обоймы в корпусе осуществляется двумя боковыми специальными Г-образными шпонками 12, прикрепленными винтами 11 к обойме у горизонтального разреза, и одной установочной шпонкой 10, имеющейся в нижней части паза-расточки корпуса, в вертикальной осевой плоскости. Установочная шпонка 10 своей нижней частью заходит в цилиндрическую выточку корпуса и крепится к нему винтом 9. Боковые шпонки 12 опираются на площадки выемок, выполненных в корпусе у разреза.

Конструкция обойм диафрагм и способы их установки обеспечивают возможность свободных тепловых расширений обоймы при сохранении практически неизменным положения оси расточки обоймы в корпусе.

Осевое положение обоймы диафрагм в проточной части турбины фиксируется установкой на кольцевом периферийном выступе обоймы 12 винтов (пинов) 8, припиливаемых до необходимых тепловых зазоров (0,2—0,3 мм). При этом контактная поверхность кольцевого выступа (на стороне меньшего давления) должна плотно прилегать к соответствующей поверхности паза-расточки в корпусе. Для обеспечения возможности свободных тепловых расширений обойм в радиальном направлении между внутренней поверхностью расточки корпуса и периферийной поверхностью кольцевого выступа обоймы предусмотрен зазор, равный 2,5—3 мм.

Большинство обойм, кроме основного назначения, содержит в себе диафрагмы, выполняет роль перегородок, образующих в цилиндре (совместно со стенкой корпуса) камеры для отбора пара на регенерацию.

Обоймы рассчитаны так, чтобы толщины их тел и размеры крепежа обеспечивали малые осевые прогибы, исключаящие задевания поверхностей роторов от уплотнения и тела диафрагм, и обеспечивали необходимую затяжку фланцев их горизонтальных разрезов, учитывая перепад давлений на содержащиеся в обойме диафрагмы. Для удобства транспортировки на наружной поверхности обоймы предусмотрены резьбовые отверстия 14, а на периферийном выступе — резьбовые отверстия 15 для рым-болтов.

Обойма ЦНД

Обойма ЦНД (рис. 6.7) выполняет функцию внутреннего корпуса — служит для размещения направляющего аппарата и диафрагм проточной части ЦНД, а также для образования паропроводящих каналов и камер отбора пара, идущего на подогреватели низкого давления.

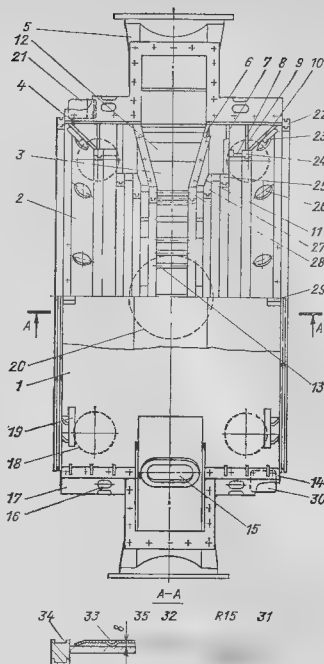


Рис. 6.7. Обойма ЦНД (вид сверху):

- 1 — верхняя часть обоймы; 2 — нижняя часть обоймы; 3 — кольцевая полость; 4 — наружная обечайка; 5 — переподводящий патрубок; 6, 10 — конусные листы; 7, 9 — листы-полуколла; 8 — внутренняя обечайка; 11, 14 — фланцы горизонтального разреза; 12 — направляющий лист; 13 — стержень; 15 — люк; 16 — отверстие для строки; 17 — фланец-лапа обоймы; 18, 20 — патрубки обвод; 19 — транспортная проушина; 21 — планка с шпоночным выступом; 22, 24, 25, 27, 28 — полуколла; 23 — опорная площадка; 26 — отверстие для отбора пара; 29 — бобышка с шпоночным пазом; 30 — опорная бобышка; 31 — экран; 32 — сварочный шов; 33 — лунка-выступ; 34 — кольцевой паз; 35 — зазор

Обойма изготовлена из листов углеродистой стали и состоит из верхней 1 и нижней 2 частей, соединяемых по горизонтальному разрезу посредством шпилек М42, болтов М56 и фиксируемых от взаимного смещения пружинными болтами М36.

В средней части обоймы выполнена кольцевая полость 3, в которую пар подводится ресиверами из ЦСД через симметрично расположенные с двух сторон в нижней части патрубки 5 паропроводов. Внутри патрубков установлены профилированные направляющие листы 12 для обеспечения равномерного тангенциального растекания потока пара. Каждая часть обоймы сварена из листов-обечай (наружной 4 и внутренних 8), конусных 6 и 10 и плоских 7 и 9 листов-полуколла, к которым в центральной части приварены толстые полуколла 28, 27, 25, 24 с точными посадочными выступами для установки диафрагм от первой до четвертой ступеней. Указанные элементы совместно с фланцами 14 и 11 и сваренными дополнительно ребрами,

косышками, стержнями 13 образуют кольцевые камеры отбора пара на регенерацию и обеспечивают обойме достаточную жесткость, необходимую для предотвращения задвиганий в проточной части, в том числе — усиков уплотнений диафрагм о поверхности ротора.

Полукольца 22 с точеными посадочными выступами осевого фиксирования диафрагм лптых ступеней приварены к торцам обечайки 4 и фланцев горизонтального разреза 14. Для опирания этих диафрагм в обойме к боковой поверхности конусных листов 10 ниже горизонтального разреза приварены бобышки с обработанными после сварки опорными площадками 23.

Фланцы горизонтального разреза нижней части у торцов обоймы выполнены широкими. Их выступающие части 17 с бонками 30 и плитами 21, приваренными снизу, служат опорными лапами обоймы. Рядом с лапами сделаны отверстия 16, используемые при установке нижней части обоймы в корпусе ЦНД.

Для обеспечения возможности кантовки и транспортировки верхней и нижней частей обоймы приварены проушины 19, подкреплённые косышками. К обечайке 4 и полукольцам 22 обеих частей обоймы приварены по две бобышки 29, в которых сделаны шпоночные пазы для фиксирования обоймы в корпусе в поперечном направлении. Сближивание фланцев 11 горизонтального разреза паровпускной камеры 3 выполняется через люки 15, имеющиеся в верхних стенках патрубков Люки закрывают крышками на паронитовых прокладках. Отбор пара за первой ступенью ЦНД-I и за второй ступенью ЦНД-II осуществляется через патрубок 20, приваренный снизу в середине нижней части обоймы. Отборы пара за четвертыми ступенями осуществляются через отверстия 26 и четыре патрубка 18 в нижней части обоймы. Скорости пара в камерах отбора не превышают 60 м/с.

Для уменьшения термических напряжений в обойме и предотвращения раскрытия фланцев горизонтального разреза (из-за корробления обоймы) с последующим пропариванием предусмотрен тепловой экран 31 из листов толщиной 2 мм. Коробление вызывается большой разностью температур наружной обечайки 4 в сравнении с внутренними элементами — 25, 27, 28. Экран создаёт обойме защитную оболочку высотой 8–10 мм, наполненную воздухом, и предохраняет наружную поверхность обоймы от попадания на нее влаги и быстрого теплообмена с орабатывавшим паром, находящимся вокруг обоймы, обеспечивая возможность повышения температуры обечайки 4 и тем самым уменьшает отсеченную выше разность температур. Кроме того, экран значительно уменьшает систематические потери энергии. Изготавливается экран в виде нескольких секций — листов с отбортованными в нужных местах краями. Зазор 35 между экраном и обоймой создается отбортованными кромками и несколькими рядами штампованных в листе лунок — выступов 23 со сферическими поверхностями, обеспечивающих только точечное касание экрана к обойме, кроме контура. По контуру каждый лист экрана приварен к наружной поверхности обоймы или к смежному листу, положенному внахлестку, плотным швом 32 для предотвращения протечек пара под экраном, что уменьшило бы его эффективность.

Для предотвращения большого тока пара вокруг обоймы в корпусе ЦНД обойма отгорожена от проточных частей выхлопных патрубков толстыми листами, к которым на монтаже приваривают тонкие уплотняющие листы, которые заходят в кольцевые пазы 34 обоймы с радиальным зазором 2–3 мм, не препятствующим тепловому расширению обоймы.

Направляющий аппарат ЦНД (рис. 6.8) — литой из углеродистой стали, состоит из двух частей: верхней 1 и нижней 2, нагружен

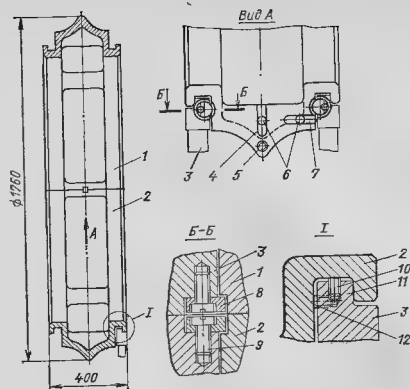


Рис. 6.8. Направляющий аппарат ЦНД:

1 — верхняя часть аппарата; 2 — нижняя часть аппарата; 3 — диафрагма первой ступени ЦНД; 4, 7 — шпонки; 5 — отверстие для 1 мм-болта; 6, 9 — винты; 8 — стопорная шайба; 10, 12 — винты (пинами); 11 — кольцевой выступ

осевым усилием давления пара на диафрагмы 3 первых ступеней ЦНД. Нижняя его часть опирается на кольцевые выступы 11 нижних частей диафрагм первых ступеней. Этими выступами определено и его положение вдоль проточной части, зафиксировано винтами 12. Центруется направляющий аппарат восемью винтами (пинами) 10, завернутыми в указанные выше кольцевые выступы диафрагм. Их припиливают по высоте при сборке, обеспечивая тепловой зазор у пинов, завернутых в верхнюю часть диафрагмы. Верхняя часть аппарата становится на нижнюю, прижимаясь по горизонтальному разрезу своей массой. Для взаимного фиксирования и уплотнения по их горизонтальному разрезу служат шпонки 4 и 7, прикрепленные к аппарату винтами 6.

При сборке турбины верхнюю часть направляющего аппарата прикрепляют к верхним частям диафрагм 3 винтами 9 с помощью шайб 8. Диафрагмы закреплены в обойме ЦНД. Нижнюю часть аппарата аналогично крепят к нижним частям диафрагм. Для удобства строповки при транспортировке и установке имеются отверстия 5.

6.4. СОПЛОВЫЕ АППАРАТЫ И ДИАФРАГМЫ

Сопловой аппарат ЦВД

Сопловой аппарат ЦВД состоит из четырех сегментов, установленных в кольцевых пазах четырех сопловых коробов попарно в

верхней и нижней половине внутреннего корпуса.

Каждый сегмент представляет собой сварную конструкцию, состоящую из трех деталей: двух частей корпуса соплового аппарата (тела и обода) из легированной стали 15Х1М1Ф и сегмента сопла, приваренного к телу и ободу кольцевыми швами.

Сопловой сегмент, в свою очередь, сварен из двух бандажных лент, просеченных профильной просечкой в виде профиля направляющей (сопловой) лопатки для установки широких направляющих лопаток с постоянным профилем по высоте.

Сварка сегментов соплового аппарата выполняется с подогревом, после сварки сопловые сегменты проходят термическую обработку для снятия внутренних напряжений. После термообработки сопловой аппарат проходит окончательную механическую обработку, в процессе которой тщательно контролируются размеры горловых сечений сопловых каналов, шаг лопаток и площадь сопловых каналов.

Фиксация сегментов соплового аппарата в сопловой коробке осуществляется при помощи цилиндрических штифтов, расположенных у вертикальной оси турбины, что обеспечивает тангенциальное их расширение в пазы сопловой коробки в направлении горизонтального разреза.

Радиальная центровка соплового аппарата осуществляется за счет винтов.

Уплотнение торцевых щелей между сегментами сопла и сопловыми коробками производится с помощью уплотнительных пластин с последующей расчеканкой сегмента сопла.

На турбинах первых выпусков пришлось применить соплового аппарата к опорным поверхностям осуществлялось при помощи специальных отжимных винтов, которые стопорились чеканкой от отворачивания.

Однако в процессе эксплуатации имели место отворачивание и попадание их в проточную часть, что приводило к повреждению лопаток. Впоследствии вместо винтов установлены планки на цилиндрических штифтах в зазор между сопловым аппаратом и сопловой коробкой со стороны, противоположной стороне прилегания. Планки пригоняются с суммарным аксиальным зазором 0,03—0,05 мм.

Сопловой аппарат ЦСД

Сопловой аппарат ЦСД выполнен из верхней и нижней частей. Лопатки соплового аппарата имеют постоянный по высоте профиль и изготавливаются из стали 12Х13.

Сопловой аппарат сварной конструкции, лопатки вставляются в профильные просечки в бандажах и привариваются по контуру профильной части. Полученные таким образом

полукольца сопловых решеток свариваются с ободом и телом, изготовленными из стали 08Х13. К ободу привариваются козырек из такой же стали. Сварка выполняется с подогревом, после сварки сопловой аппарат проходит термическую обработку для снятия внутренних напряжений. После термообработки сопловой аппарат проходит окончательную механическую обработку, в процессе которой тщательно контролируются размеры горловых сечений сопловых каналов, шаг лопаток и площадь сопловых каналов.

В козырьке протачиваются пазы, в которые вставляются и зачеканиваются сегменты надбандажных уплотнений из стали 12Х18Н9Т.

Сопловой аппарат в расточке внутреннего цилиндра подвешивается при помощи специальных боковых шпонок 2 (см. рис. 6.10, вид Б на сопловой аппарат). Шпонки выполнены из двух частей: со шпоночным выступом 2 и призматической 3, которые фиксируются от взаимного смещения при помощи винтов 4. Шпонки жестко связаны с верхней и нижней частями соплового аппарата, входя своими выступами в прорези обода.

С помощью боковых шпонок нижняя часть соплового аппарата опирается на площадки, выфрезерованные у горизонтального разреза нижней части внутреннего корпуса.

Аксиальная установка и радиальная центровка соплового аппарата осуществляются за счет дистанционных винтов (пинов) 10 (рис. 6.8), пригнанных к стенкам пазов цилиндра с зазором 0,15—0,25 мм.

Сопловые аппараты ЦНД

Сопловые аппараты ЦНД аналогичны сопловым аппаратам ЦСД. Различие только в металле, из которого изготовлены отдельные элементы. Так, в сопловых аппаратах ЦНД лопатки изготавливаются из стали 1Х13, тело из стали Ст3, сегменты надбандажных уплотнений из лагуни.

Сопловые аппараты в расточке обоймы подвешиваются при помощи специальных Г-образных шпонок. Шпонки жестко связаны с нижними частями сопловых аппаратов, входя своими выступами в прорези обода, и закреплены четырьмя винтами. С помощью Г-образных шпонок нижние части сопловых аппаратов опираются на площадки, выфрезерованные у горизонтального разреза нижней части обоймы.

Аксиальная установка и радиальная центровка сопловых аппаратов осуществляются за счет дистанционных винтов (пинов), пригнанных к стенкам пазов цилиндра с зазором 0,15—0,25 мм.

Диафрагмы ЦВД

Все диафрагмы ЦВД (рис. 6.9) выполнены сварными. Каждая диафрагма состоит из двух частей: верхней и нижней — и включает в себя тело, обод и сопловые решетки. Направляющие лопатки с уд. линейной входной кромкой постоянного профиля вставлены в профильные просечки в бандажах и приварены по контуру профильной части. Полученные таким образом полукольца сопловых решеток свариваются с ободом и телом, изготовленным из стали 15Х1М1Ф для второй — пятой ступеней и из стали 20ХМ для шестой — десятой ступеней. К ободу приваривается козырек из такой же стали. Технология изготовления и контроль идентичны технологии и контролю изготовления соплового аппарата.

Нижние части диафрагм подвешены в корпусе у разьема на специальных шпонках. Верхние части диафрагм приболочены к нижним при помощи специальных болтов 4, проходящих через верхние шпонки 3. Как верхние, так и нижние шпонки заstopорены от выпадания винтом 2. Стопорение специальных болтов 4 осуществлено шайбами 1. Центровка диафрагм в вертикальном направлении выполнена за счет прокладок 7, крепящихся к подвескам при помощи винтов 6. В поперечном направлении диафрагмы зафиксированы в корпусе установочными шпонками 8, расположенными в осевой вертикальной плоскости турбины. Фиксация верхней части диафрагмы относительно нижней производится продольной шпонкой, распочоженной на обод; уплотнение горизонтального разьема по телу диафрагмы производится поперечной шпонкой.

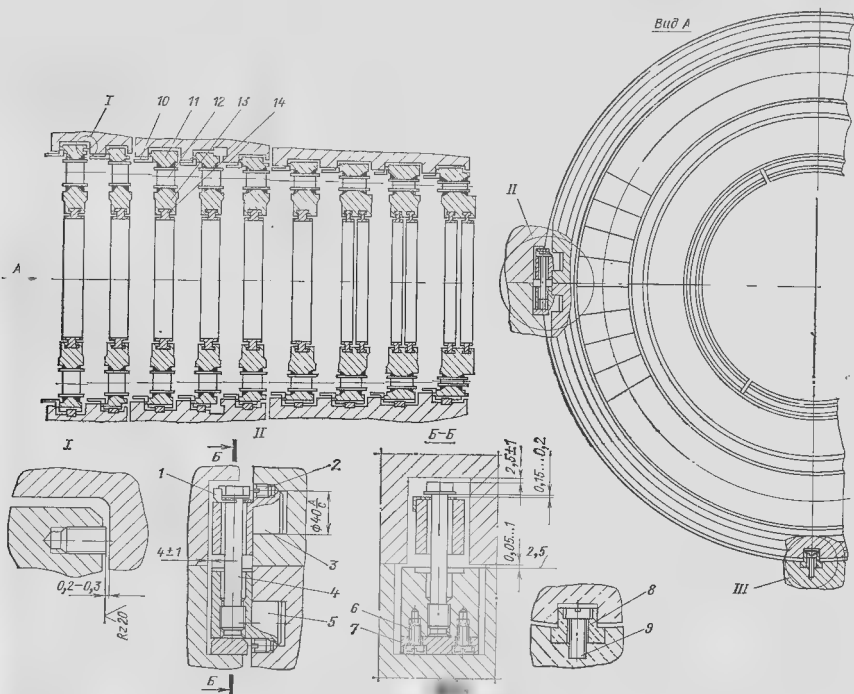


Рис. 6.9. Диафрагмы ЦВД.

1 — шайба стопорная; 2 — винт; 3 — шпонка верхняя; 4 — болт специальный М20; 5 — шпонка нижняя; 6 — винт; 7 — прокладка на; 8 — шпонка установочная; 9 — винт; 10 — козырек; 11 — обод; 12 — сопловая решетка; 13 — тело; 14 — кольцо уплотнительное

Таким образом, крепление диафрагм позволяет при тепловом расширении сохранить относительно корпуса неизменной первоначальную ось центровки.

Все диафрагмы по внутреннему диаметру имеют пазы для заводки уплотнительных колец. Диафрагмы второй — четвертой ступеней имеют два паза под уплотнительные кольца. Все диафрагмы ЦВД имеют диаметр внутренней расточки одного размера [50].

Диафрагмы ЦСД

Все диафрагмы ЦСД (рис. 6.10) выполнены сварными и состоят из двух частей каж-

дая. Диафрагма состоит из тела, обода и сопловых решеток. Широкие направляющие лопатки постоянного профиля по высоте на второй — пятой ступенях и переменного профиля на шестой — одиннадцатой ступенях вставляются в профильные просечки в бандажках и привариваются по контуру профильной части.

Полученные таким образом полукольца сопловых решеток свариваются с ободом и телом, изготовленными из стали 15Х1М1Ф для второй — четвертой ступеней и из стали 20ХМ для пятой — одиннадцатой ступеней. К ободу диафрагм второй — пятой ступеней приваривается козырек из такой же стали, что и кор-

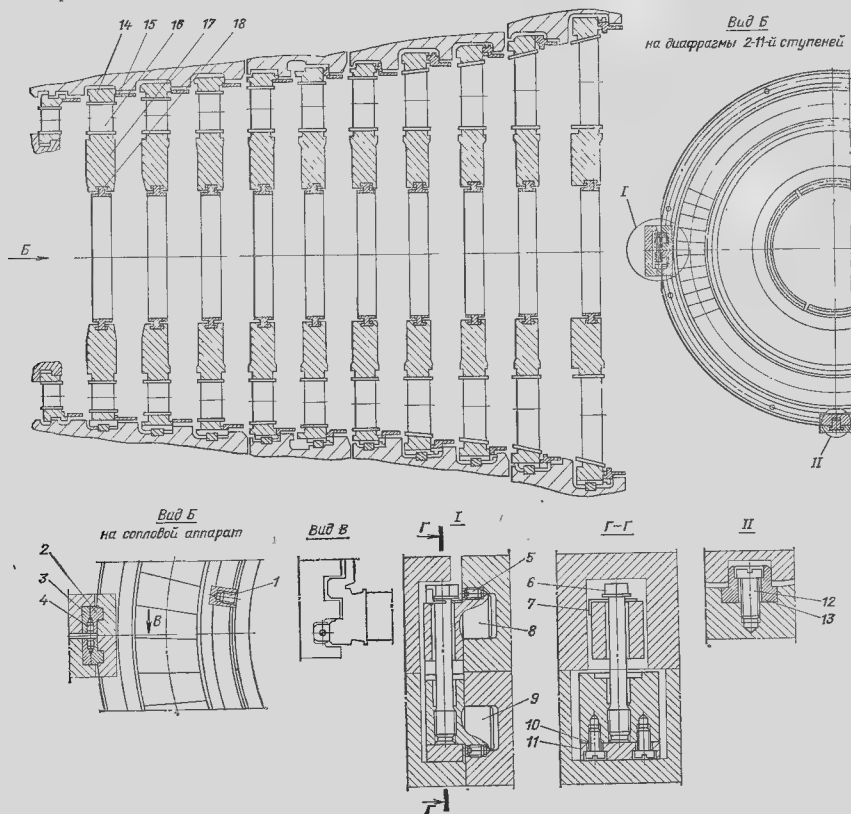


Рис. 6.10. Диафрагмы ЦСД:

1 — винт установочный; 2 — шпонка специальная; 3 — проставка, 4 — винт, 5 — винт; 6 — болт специальный М20; 7 — шайба стопорная; 8 — шпонка верхняя; 9 — шпонка нижняя; 10 — винт; 11 — прокладка; 12 — винт; 13 — шпонка установочная, 14 — обод; 15 — козырек; 16 — сопловая решетка; 17 — тело; 18 — кольцо уплотнительное

пус диафрагмы; на шестой — одиннадцатой ступенях козырьки приболчиваются с помощью винтов.

Технология изготовления и контроль диафрагм ЦСД идентичны технологии и контролю соплового аппарата.

Нижние части диафрагм подвешены у разреза на специальных шпонках. Верхние части диафрагм приболчены к нижним при помощи специальных болтов 6, проходящих через верхние шпонки 8. Как верхние, так и нижние шпонки заstopены от выпадания

винтом 5. Stopорение специальных болтов 6 осуществлено при помощи шайб 7. Центровка диафрагм в вертикальном направлении осуществлена за счет прокладок 11, крепящихся к подвескам при помощи винтов 10. В поперечном направлении диафрагмы зафиксированы в корпусе установочными шпонками 13, расположенными в осевой вертикальной плоскости турбины.

Фиксация верхней части диафрагмы относительно нижней производится продольной шпонкой, расположенной на ободу; уплотни-

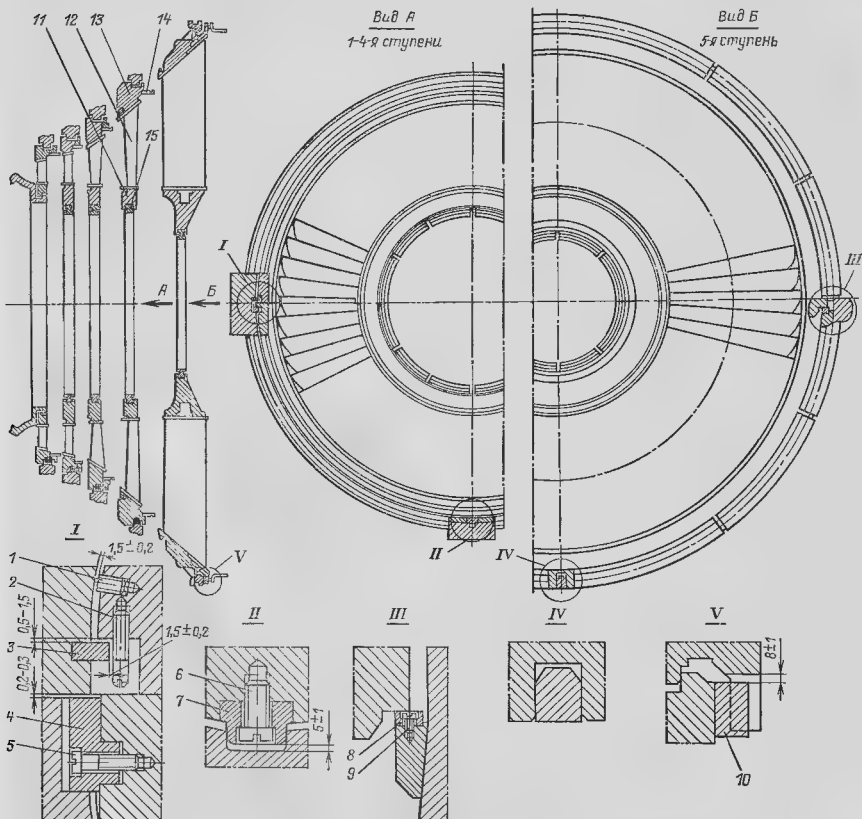


Рис. 6.11. Диафрагмы ЦНД:

1 — винт; 2 — винт специальный; 3 — шпонка сегментная; 4 — шпонка специальная; 5, 6, 9 — винты; 7 — шпонка установочная; 8 — прокладка; 10 — шпонка; 11 — тело; 12 — сопловая решетка; 13 — обод; 14 — козырек; 15 — кольцо уплотнительное

ние горизонтального разреза по телу диафрагмы производится поперечной шпонкой. Все диафрагмы по внутреннему диаметру имеют пазы для заводки уплотнительных колец. Все диафрагмы ЦСД имеют диаметр внутренней расточки одного размера.

Диафрагмы ЦНД

Диафрагмы низкого давления (рис. 6.11) сварные. Заготовки тел, ободьев и надбандажных козырьков диафрагм первой, второй, третьей ступеней выполняются из листовой углеродистой стали. Обод диафрагмы четвертой ступени — литой; обод и тело диафрагмы пятой ступени литые. Направляющие лопатки и бандаж сопловых решеток выполняются из хромистой нержавеющей стали.

В диафрагмах ЦНД турбин установлены направляющие лопатки с аэродинамическими профилями типа Н-46, отличающимися высокой экономичностью.

Внутренние бандаж сопловой решетки всех диафрагм ЦНД (как диафрагмы высокого давления) имеют цилиндрическую форму, наружные — коническую с углом раскрытия 20—30° во второй, третьей и четвертой ступенях и 40° в пятой ступени. Горизонтальные разрезы плоские, без наклонных уступов, крайние направляющие лопатки выступают над плоскостью горизонтального разреза в виде фляжка, обработка разреза выполнена таким образом, чтобы шуп 0,1 мм не проходил до и после испытаний диафрагм на прогиб.

На горизонтальном разрезе ободьев, на одной его стороне, устанавливается прикрепленная к верхней половине шпонка, предотвращающая относительное поперечное смещение частей диафрагм.

На внутренней расточке тела проточены пазы для установки колец диафрагменных уплотнений, на горизонтальном разрезе предусмотрены отверстия под грузовые винты и пазы под уплотняющие и установочные шпонки.

Диафрагмы низкого давления (кроме пятых ступеней) являются и центрируются в одной общей внутренней обойме на боковых шпонках 4 и нижних установочных шпонках 7.

Диафрагмы пятых ступеней в отличие от диафрагм первой — четвертой ступеней подвешены у горизонтального разреза на лапах, выполненных в нижних частях, центрируются при помощи съемных прокладок 8, которые крепятся к обойме винтами 9. От бокового смещения диафрагма зафиксирована шпонкой 10.

В четвертой ступени ЦНД осуществляет-

ся влагоудаление за рабочими лопатками. Выходные крошки рабочих лопаток открыты сверху, и влага, отбрасываемая центробежной силой, попадает в камеру за четвертой ступенью, стекает вниз и дренируется.

В пятой ступени выполнена внутриканальная сепарация влаги на направляющих лопатках и организовано влагоудаление за направляющими лопатками.

Над рабочими лопатками установлен козырек, образующий с диафрагмой кольцевую щель, сообщающуюся с пространством за ступенью, в эту щель и отсасывается влага.

6.5. КОНЦЕВЫЕ И ДИАФРАГМЕННЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Принципиальная схема концевых уплотнений цилиндров высокого, среднего и низкого давлений турбины К-500-240-2 и их конструкция представлены на рис. 6.12 и 6.13.

Система концевых уплотнений турбины бескаминная, лабиринтового типа. Под бескаминной системой уплотнений понимается такая система, при которой пар, просочившийся в зазор между валом и корпусом, не выбрасывается в машинный зал через вестовые трубы каминов, а отсасывается специальным отсасывающим устройством — эжектором. При такой системе атмосфера машинного зала не загрязняется паром.

Уплотняющая часть лабиринта состоит из чередующихся коротких и удлиненных усиков, зачеканенных в уплотнительные кольца, расположенных против соответствующих проточек на валу ротора. Уплотнительная часть переднего (паровпускного) и заднего (паровыпускного) лабиринтовых уплотнений отличается количеством и шагом уплотнительных усиков.

Уплотнительные усики изготавливаются из легированной стали 12Х18Н10Т (на более высокие температуры). Усики заводятся в проточки колец и зачеканиваются, а затем протачиваются.

Со стороны генератора заднее концевое лабиринтовое уплотнение ЦВД (рис. 6.13,б) состоит из 16 колец, вставленных в пазы обойм уплотнений, которые, в свою очередь, устанавливаются в расточках внутреннего и наружного корпусов. Обоймы № 1 и 2 и внутренний корпус 6 образуют кольцевую камеру В, из которой пар сбрасывается через отверстия во внутреннем корпусе и перепускные трубы за шестую ступень.

Наружный корпус ЦВД и обоймы уплотнений образуют камеры отбора из уплотнений (рис. 6.13,б). Из камеры В за седьмым кольцом пар, поступающий из межцилиндрового пространства, перетекает в камеры за деся-

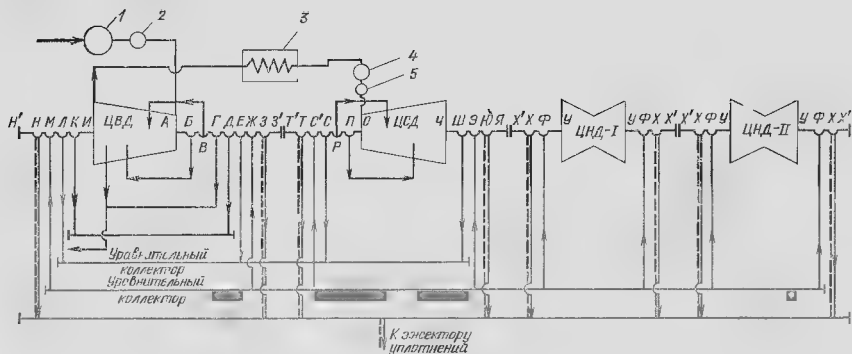


Рис. 6.12. Принципиальная схема концевых уплотнений турбины К-500-240:

1 — стопорные клапаны; 2 — регулирующие клапаны; 3 — промпрегреватели; 4 — стопорные клапаны промпрегрева; 5 — регулирующие клапаны промпрегрева

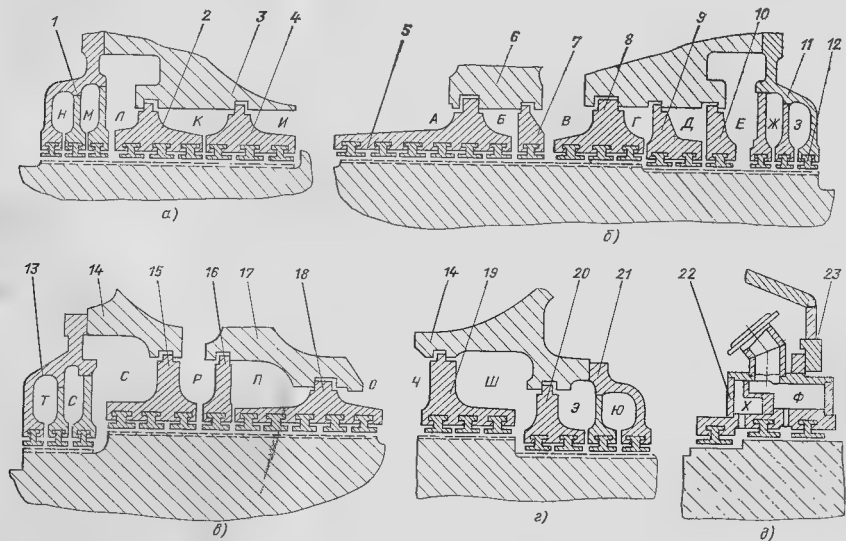


Рис. 6.13. Концевые уплотнения ЦВД, ЦСД и ЦНД.

а - переднее концевое уплотнение ЦВД; б - заднее концевое уплотнение ЦВД; в - переднее концевое уплотнение ЦСД; г - заднее концевое уплотнение ЦСД; д - концевое уплотнение ЦНД; 1 - корпус концевое уплотнения ЦВД стороны регулятора; 2 - обойма № 2 переднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 3 - корпус концевое уплотнения ЦВД стороны регулятора; 4 - обойма № 1 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 5 - обойма № 2 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 6 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 7 - обойма № 3 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 8 - обойма № 4 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 9 - обойма № 5 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 10 - обойма № 6 заднего уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 11 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 12 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 13 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 14 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 15 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 16 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 17 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 18 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 19 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 20 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 21 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 22 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора; 23 - корпус концевое уплотнения ЦВД со стороны регулятора.

тым и за шестым кольцами. После десятого кольца (камера Г) пар отводится к подогревателю ПВД-8; после двенадцатого кольца (камера Д) — к турбоприводу, после тринадцатого кольца (камера Е) к подогревателю ПВД-2. Пар к уплотнениям подводится из деаэратора и подается в камеру за четырнадцатым кольцом (камера Ж). Отсос паровоздушной смеси производится эжектором уплотнений из камеры за пятнадцатым кольцом (камера З).

Со стороны регулятора переднее концевое лабиринтовое уплотнение ЦВД состоит из девяти колец (рис. 6.13,а). Первые шесть колец установлены в обоймах 2 и 4, расположенных в расточках корпуса, последние три кольца — в отъемном корпусе уплотнений. После третьего кольца из камеры К пар отбирается на турбопривод; после шестого кольца (камера Л) — на подогреватель ПВД-2. К уплотнению пар подводится в камеру М за кольцом 7, паровоздушная смесь отсасывается из камеры Н за кольцом 8.

Камеры М и Н выполнены в отдельном сварно-литом корпусе уплотнений, который крепится к корпусу внешнего цилиндра вертикальным фланцем. Со стороны генератора камеры Ж и З выполнены аналогично.

Выполнение указанных камер уплотнений в отъемных корпусах позволяет сделать из нем горизонтальный фланец с крепежом, затянув который мы тем самым ликвидируем раскрытие и пропаривание по горизонтальному разъему. Трубы, подводящие пар в камеры М и Ж и отводящие паровоздушную смесь из камер Н и З, приварены к нижним и верхним частям отъемных корпусов уплотнений (по две трубы из каждой камеры).

Кольца передних концевых уплотнений ЦВД стороны регулятора выполнены из стали 20, усики на всех девяти кольцах — из нейзильбера. Первые семь колец заднего концевое уплотнения ЦВД выполнены из стали 15ХМ, остальные — из стали 20. Усики первых восьми колец изготовлены из стали 12Х18Н10Т, остальные — из нейзильбера. Каждое уплотнительное кольцо состоит из шести сегментов. К посадочным поверхностям пазов сегменты колец прижимаются плоскими пружинами. Для тепловых расширений колец между сегментами оставлены зазоры.

Переднее концевое лабиринтовое уплотнение со стороны паровпуска ЦСД (рис. 6.13,в) состоит из 12 уплотнительных колец, вставленных в обоймы 15, 16, 18 и корпус уплотнений 13. Корпус уплотнений с тремя уплотнительными кольцами крепится к торцу цилиндра вертикальным фланцем. Обоймы уплотнений установлены в пазах, проточенных в корпусах ЦСД: первая в пазу внешнего кор-

пуса 14, вторая и третья — в пазу внутреннего корпуса 17. Конструкция и крепление их аналогичны креплению и конструкции обойм уплотнений ЦВД.

Обоймой 15 и внешним корпусом 14 образована камера С седьмого отбора из уплотнений 0,09 МПа (0,903 кгс/см²), пар из нее отводится к подогревателю ПВД-2. Обоймы внутреннего корпуса образуют камеру П, из которой пар отводится за пятую ступень. Корпус уплотнений 13 образует камеры Т и С', между камерами установлено по одному кольцу. Из камеры Т осуществлен отсос паровоздушной смеси; камера С' соединена с уравнительным коллектором 0,11 МПа (1,12 кгс/см²).

Со стороны генератора заднее концевое лабиринтовое уплотнение ЦСД (рис. 6.13,г) состоит из семи уплотнительных колец, которые помещены в двух обоймах 19 и 20 и корпусе уплотнения 21. Обе обоймы установлены в пазы внешнего корпуса; корпус уплотнений приболчивается к торцу корпуса вертикальным фланцем.

Обоймы, корпус уплотнений и внешний корпус образуют камеры отборов из уплотнений. За вторым кольцом в камеру Э осуществляется подача пара из уравнительного коллектора; из камеры Ю паровоздушная смесь отсасывается эжектором; из камеры Ш за четвертым кольцом пар отводится в ПВД-2. Уплотняющая часть лабиринта ЦСД, как и ЦВД состоит из чередующихся коротких и удлиненных усиков, закатанных в кольца уплотнений.

Первые три кольца со стороны регулятора переднего концевое уплотнения ЦСД выполнены из стали 20, остальные девять — из стали 15ХМ. Усики первых трех колец выполнены из нейзильбера; остальные — из стали 12Х18Н10Т. Все кольца заднего концевое уплотнения ЦСД выполнены из стали 20, а усики — из нейзильбера. Крепление сегментов уплотнительных колец такое же, как и в ЦВД.

Концевые уплотнения ЦНД со стороны регулятора и генератора выполнены одинаково (рис. 6.13,д) и имеют по три уплотнительных кольца, вставляемых в сварной корпус концевое уплотнения.

Нижняя часть корпуса уплотнений ЦНД приварена к выхлопному патрубку, верхняя — крепится к нему болтовым соединением с вертикальным разъемом. Корпус концевое уплотнения имеет горизонтальный разъем, который сблачивается.

За первым уплотнительным кольцом каждого корпуса концевое уплотнения ЦНД расположена камера Ф, в которую подводится уплотняющий пар из уравнительного коллектора. Отсос паровоздушной смеси из камер Х осуществляется за вторым уплотнительным

кольцом. Подвод и отсос пара и паровоздушной смеси непосредственно из кольцевого зазора между ротором и уплотняющим уском производится через радиальные сверления, выполненные равномерно по окружности во внутреннем листе сварного корпуса концевой уплотнения между уплотнительными кольцами.

Все уплотнительные усики выполнены из листовой латуни двухмиллиметровой толщины. Штампованные усики заводятся в проточки уплотнительных колец и зачеканиваются, а затем протачиваются.

Как на концевых, так и на диафрагменных лабиринтовых уплотнениях все уплотнительные усики в уплотнительных кольцах ЦНД одинаковой высоты, а вал под уплотнением гладкий. Такая конструкция применена из-за значительных относительных тепловых перемещений РНД.

Лабиринтовые уплотнения диафрагм ЦВД от второй до десятой ступени комплектуются уплотнительными кольцами, в которых, как и в концевых уплотнениях ЦВД, зачеканены чередующиеся короткие и удлиненные усики, расположенные против соответствующих проточек на роторе между дисками.

В пазах внутренних расточек диафрагм второй — четвертой ступеней установлено по два уплотнительных кольца; в диафрагмах ЦСД и ЦНД — по одному. Каждое кольцо диафрагменных уплотнений ЦВД и ЦСД состоит из шести частей; второй — четвертой ступеней ЦНД — из 12 частей, пятой ступени ЦНД — из восьми частей.

Каждая часть кольца отжимается к центру пластинчатой пружиной, заводимой при сборке уплотнений совместно с кольцом в зазор между расточкой паза и кольцом. Пружины фиксируются на своих местах при помощи выполненного на них зуба, входящего в выемку на каждой части кольца, чем предотвращается смещение пружин по окружности колец во время работы. Пружины выбирают не слишком жесткими (они должны допускать прогиб сегмента рукой) и не слишком эластичными, ибо при излишней эластичности не будет обеспечена правильная установка колец, зазоры смогут увеличиваться, что вызовет чрезмерный пропуск пара через уплотнения.

Материал уплотняющих сегментов диафрагменных уплотнений ЦВД и ЦСД — сталь 12Х18Н10Т, ЦНД — латунь; уплотнительные кольца ЦВД и ЦСД выполнены из стали 15ХМ, ЦНД — из углеродистой стали. Их конструктивное исполнение, технология и требования сборки в принципе ничем не отличаются от колец концевых уплотнений.

6.6. ОБОЙМЫ И КОРПУСА КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Обоймы уплотнений

Обоймы концевых уплотнений предназначены для установки в них уплотнительных колец и образования кольцевых камер, из которых прошедший у вала пар отводится по трубам в ПНД-2 и в четвертый регенеративный отбор (к турбоприводу).

Обоймы концевых уплотнений ЦВД и ЦСД, установленные на стороне паровпуска и работающие в зоне высоких температур, выполнены литыми из стали 15Х1М1Ф-Л; обоймы, установленные на сторонах выхода пара из цилиндров и работающие в условиях средних температур, изготавливаются литыми из стали 25-Л.

Конструкция обойм уплотнений сходна с конструкцией обойм диафрагм. Одна из обойм уплотнений представлена на рис. 6.14. Это обойма уплотнений ЦСД со стороны регулятора.

Каждая обойма состоит из двух частей — 1 и 4, стягиваемых по горизонтальному разъему при помощи шпилек 2 и колпачковых гаек 3.

Относительное положение двух частей при сборке фиксируется двумя коническими штифтами 5, предохраняемыми от случайного подъема стопорными шайбами 7 и болтами 6. На периферии обоймы имеется кольцевой выступ 16, которым обойма устанавливается в кольцевой паз-расточку корпуса. Подвеска и центровка обоймы в корпусе осуществляется при помощи двух боковых специальных Г-образных шпонок 10, прикрепленных к обойме у горизонтального разреза винтами 9, и одной установочной шпонки 11 в нижней части паз-расточки корпуса. Установочная шпонка своей нижней частью заходит в цилиндрическую выточку корпуса и крепится к нему винтом 12. Верхняя часть шпонки 11, входящая в нижний паз обоймы, выполнена со скосами для облегчения установки обоймы при сборке. Боковые шпонки 10 опираются на площадки выемок, выполненных в нижней части корпуса у разреза.

Для удобства транспортировок на обеих частях обоймы выполнено по три резьбовых отверстия 15 для рым-болтов.

Для упрощения переналадки обойм во время периодических ремонтов турбины в опорные поверхности боковых шпонок-подвесок ввертывают болты 13, высота головок которых определяет положение обоймы в вертикальной плоскости. Такая конструкция обойм обеспечивает свободу концентричных расширений при нагреве и сохранение без смещения ось внутренних расточек обоймы.

Сосевое положение обоймы уплотнений в проточной части турбины фиксируется установкой и приливкой до необходимых тепловых зазоров (0,2—0,3 мм) восьми винтов (пгнов) 8, расположенных на кольцевом периферийном выступе обоймы. При этом контактная по-

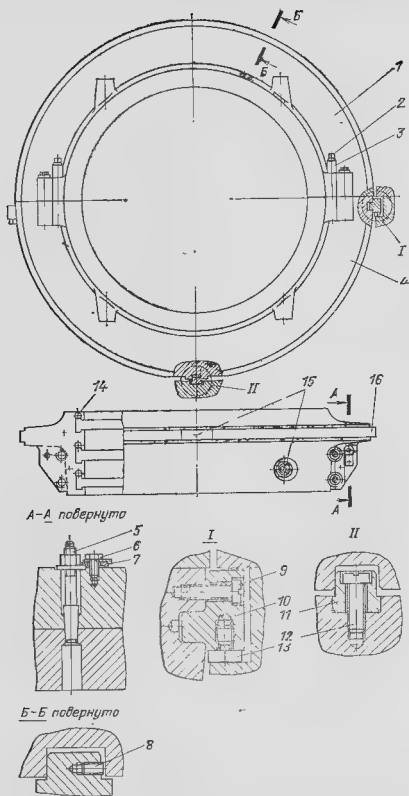


Рис 6.14. Обойма концевых уплотнений:

1, 4 — верхняя и нижняя части обоймы; 2 — специальная шпилька; 3 — колпачковая гайка, 5 — конический штифт; 6 — болт; 7 — стопорная шайба, 8 — винт (пин); 9, 12 — винты, 10 — боковая шпонка; 11 — нижняя шпонка, 13 — болт; 14 — специальный винт, 15 — отверстия для рым болтов, 16 — кольцевой выступ (обойма)

верхности выступа (на стороне меньшего давления) должны плотно прилегать к соответствующей поверхности паза-расточки в корпусе.

На внутренней поверхности обоймы выполнены Т образного профиля пазы для заводки в них уплотнительных колец.

Для удержания от перемещения и выпадания из указанных пазов верхних частей уплотнительных колец служат винты 14 с увеличенной по диаметру цилиндрической головкой, ввернутые в верхнюю часть обоймы со стороны горизонтального разреза. Так как обойма при работе турбины имеет температуру выше, чем температура корпуса, в котором она установлена, между периферийным выступом и расточкой в корпусе пре-

дусмотрен радиальный четырехмиллиметровый зазор в соединении, который следует проверять при сборке.

Обоймы концевых уплотнений ЦВД и ЦСД по конструкции аналогичны; различаются лишь профилями меридионального сечения, количеством стягивающего их части крепежа на горизонтальном разрезе и количеством пазов для уплотнительных колец. В зависимости от места установки на турбине обоймы имеют от одного до шести пазов для уплотнительных колец. Соответственно и количество крепежа — шпилек и колпачковых гаек бывает от двух до десяти штук. Типоразмер крепежа — М27 наиболее часто.

В качестве материала для шпилек и гаек обойм, работающих в зоне высоких температур, применяется сталь марки 20Х1М1ФТР (ЭП-182), а в качестве материала для крепежа обойм, работающих в условиях средних температур, сталь марки 25Х1МФА (ЭИ-10) 44.

Корпуса уплотнений

Корпуса концевых уплотнений ЦВД и ЦСД выполняются сварно-литыми из углеродистой стали. Каждый корпус уплотнения имеет две кольцевые камеры, одна из которых является камерой отсоса паровоздушной смеси (наружная), а вторая — камерой подачи уплотняющего пара, поступающего из коллектора уплотнений в зазор между ротором и уплотнительными кольцами.

В коллекторе уплотнений поддерживается давление 0,11 МПа (1,12 кгс/см²), в камере отсоса — 0,095 МПа (0,96 кгс/см²).

Один из сварно-литых корпусов концевых уплотнений ЦВД и ЦСД представлен на рис. 6.15. Это корпус уплотнений ЦСД со стороны регулятора, состоит из двух частей — верхней и нижней, стягиваемых по горизонтальному разрезу десятью болтами 5 с резьбой М20. Два болта являются призонными, фиксирующими взаимное положение обеих частей для предотвращения перекрыш-несовпадений плоскостей расточек при сборке, что повлекло бы появление дополнительных протечек пара и паровоздушной смеси при работе турбины.

Верхняя 1 и нижняя 2 части отливок корпусов уплотнений изготавливаются из стали 25-Л. В каждой из этих частей имеются приливы двух симметрично расположенных патрубков, к которым после проточки посадочных поясков привариваются первоначально короткие трубы 4, затем на монтаже к ним присоединяются трубопроводы D_{80} . Один из патрубков — подвод уплотняющего пара, другой — отсос паровоздушной смеси. В спариваемой части корпуса патрубки одностороннего назначения расположены диаметрально противоположно.

После механической обработки горизонтальных разъемов отливок, сверления отверстий и сболчивания по разрезу в них прота-

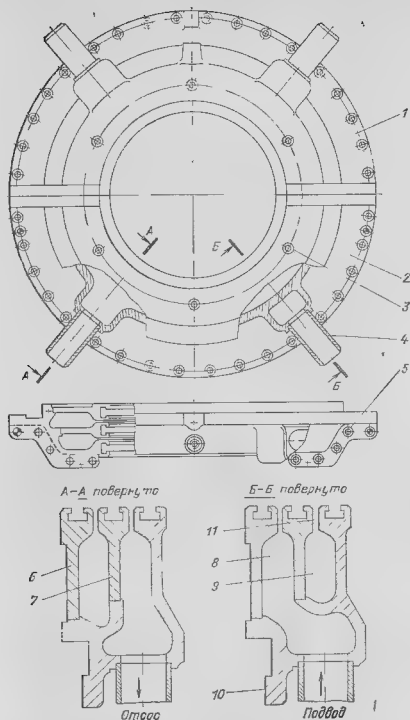


Рис. 6.15 Корпус концевых уплотнений.

1, 2 — верхняя и нижняя части корпуса; 3 — стержень-стяжка; 4 — труба; 5 — болт; 6, 7 — профильные полукольца; 8 — камера подвода уплотняющего пара; 9 — камера отсоса паровоздушной смеси; 10 — присоединительная плоскость фланца; 11 — кольцевая щель

чиваются посадочные пояски под сварку и ввариваются по этим пояскам профильные полукольца 6 и 7, выточенные предварительно из листов углеродистой стали. При этом образуются две кольцевые камеры 8 и 9, в которых скорость протекания рабочей среды не превышает 30 м/с.

Сварку выполняют электродами типа Э-42А (ГОСТ 9467-75). Для обеспечения стабильного осевого положения ввариваемых полуколец относительно литых полуколец на равных расстояниях по окружности в них вваривают шесть стержней $3\varnothing 20$ мм. Пазы Т-образного профиля для заводки в них трех уплотнительных колец, кольцевые щели 11

между профильными полукольцами (размером 8 мм), обеспечивающие пространственное соединение зазоров у вала с камерами уплотнений, а также присоединительную плоскость 10 периферийного фланца обрабатывают после сварки и соединения обеих частей корпуса горизонтальному разрезу.

Для предотвращения перемещений и выпадания сегментов уплотнительных колец из верхней части корпуса (при сборке турбины) у Т-образных пазов верхней части предусмотрены стопорные планки, прикрепленные к корпусу винтами М8. На плоскости горизонтального разреза верхней части для планок сделаны выемки, а в них — отверстия с резьбой для винтов.

Корпуса концевых уплотнений ЦНД выполняются сварными из листов углеродистой стали. Верхняя часть корпуса уплотнения ЦНД отъемная и прикреплена болтами к верхней части корпуса ЦНД. Нижняя часть корпуса уплотнения вварена в нижнюю часть корпуса ЦНД.

Верхняя часть корпуса (рис. 6.16) изготовлена из двух обечайек — наружной 5 (свальцованной из относительно тонкого листа), внутренней 8 (кованной из толстого листа); трех полуколец 6 из листовой стали (после сварки которых образуются две камеры); фланца-полукольца 1, посредством которого после механической обработки корпус уплотнения прикрепляют к верхней части выпускного патрубка.

Во внутренней обечайке вытачиваются Т-образного профиля пазы 10 для заводки в них сегментов — частей колец уплотнительных, выполняются отверстия 3 и 9 для прохода пара и паровоздушной смеси.

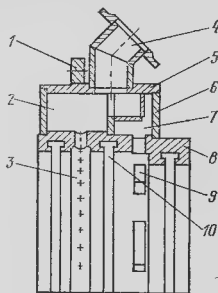


Рис. 6.16. Верхняя часть корпуса концевых уплотнений ЦНД:

1 — присоединительный фланец; 2 — камера подвода уплотняющего пара; 3 — отверстия подвода пара; 4 — патрубок подвода пара; 5, 8 — наружная и внутренняя обечайки; 6 — лист-полукольцо; 7 — камера отсоса паровоздушной смеси; 9 — окна для отсоса паровоздушной смеси; 10 — паз для уплотнительного кольца

К камере 2 подвода пара приварен патрубок 4, расположенный в осевой вертикальной плоскости. Вторая труба подвода пара к уплотнениям вварена в нижней части корпуса, в картере.

Отсос паровоздушной смеси осуществляет из камеры 7 через посредство трубы, расположенной в картере.

Верхнюю часть корпуса уплотнения выполнили отъемной, учитывая технологическую целесообразность: легче доступ для установки режущего инструмента и замеров при проточке Т-образных пазов. Обработку верхней части корпуса уплотнения выполняют совместно с нижней частью корпуса ЦНД при снятой верхней части выпускного патрубка.

6.7. ОПОРЫ ТУРБОАГРЕГАТА (ПЕРЕДНЯЯ И СРЕДНЯЯ)

Ротор турбины опирается на восемь опорных подшипников скольжения с шаровыми опорами, которые установлены соответственно: подшипник № 1 в передней опоре; подшипники № 2 и 3 в средней опоре, подшипник № 4 в отъемной опоре ЦНД-I; подшипник № 5 в картере ЦНД-I первого потока; подшипник № 6 в картере ЦНД-I второго потока; подшипник № 7 в картере ЦНД-II первого потока; подшипник № 8 в картере ЦНД-II второго потока. Упорный подшипник установлен в средней опоре.

Передняя и средняя опоры подшипников (рис. 6.16 и 6.17) устанавливаются на литых чугунных рамах, которые, в свою очередь, заливается в фундамент [48]. Опора подшипника № 4 устанавливается на стальную плиту, которая заливается в фундамент. Аналогично устанавливается и опора подшипника генератора. Опоры остальных подшипников приварены к нижним частям выпускных патрубков ЦНД.

В отличие от турбины К-500-240-2 на турбине К-500-240-1 число опорных подшипников семь — роторы ВД и СД имеют один общий подшипник.

В период пусконаладочных работ на турбине К-500-240-1 имела место низкочастотная вибрация вала подвода. Устранить это явление удалось установкой сегментных подшипников № 1—3, а также снятием на ЦВД радиальных надбавочных уплотнений.

Мероприятием, направленным также на ликвидацию низкочастотной вибрации, явилось повышение критической частоты вращения ротора ВД за счет сокращения межопорного расстояния путем установки дополнительной опоры. Это удалось осуществить на турбинах К-500-240-2, установив дополнительный подшипник № 2 на роторе ВД. На турбине К-500-240-1 из-за отсутствия свободного места на валу установкой до полнительный подшипник нельзя.

Внутренняя полость опоры переднего подшипника (рис. 6.17) разделена вертикальной перегородкой на две части. Такое разделение произведено для изоляции масляной полости

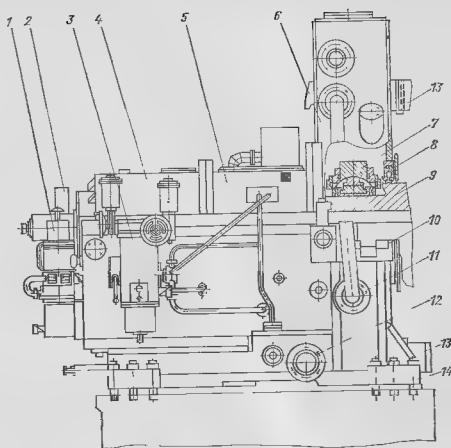


Рис. 6.17. Опора подшипника № 1:

1 — защитное устройство; 2 — датчики скорости и передача к тахеометру; 3 — регулятор скорости; 4 — передняя крышка; 5 — крышка золотника автомата безопасности; 6 — крышка-бак; 7 — подшипник радиальный; 8 — маслоотбойник; 9 — ротор выпускного давления; 10 — опорная площадка под лапы ЦВД; 11 — фланец подвода масла; 12 — фланец слива масла; 13 — зуб для центровки ЦВД и опоры в поперечном направлении; 14 — Г-образная шпонка

от водяной. В масляной полости находится опорный подшипник $\varnothing 300$ мм 7 и маслоотбойники, под которые выполнены соответствующие расточки.

Снаружи, по бокам опоры, расположены опорные площадки 10 под лапы ЦВД, с правой стороны расположены фланцы подвода 11 и слива 12 масла, на задней торцевой стенке — шпоночные зубья 13 для центровки ЦВД и опоры в поперечном направлении.

Опора подшипника № 1 выполнена сварной из листовой стали ВСтЗ. Жесткость нижней части опоры обеспечивается системой силовых ребер.

Крышка опоры подшипника № 1 вертикальными разрезами делится на три части: крышку опорного подшипника 6, крышку золотника автомата безопасности 5 и переднюю крышку 4.

В верхней части крышки опорного подшипника отведена полость под аварийный масляный бак, от которого идет труба подачи масла к подшипнику. В случае останова машины без подачи масла от насосов системы смазки этот бак обеспечивает подачу масла к подшипнику в нужном количестве для его смазки в течение выбега ротора.

Тепловое расширение турбины обеспечено скольжением опоры переднего подшипника по фундаментному раме вдоль оси турбины. Это скольжение направляется двумя специальными продольными поперечниками. Для

удержания опоры на фундаментной раме при чрезмерной вибрации турбины служат Г-образные шпонки 14 (см. рис. 6.17).

Внутри опоры на валу расположены два автомата безопасности, насос системы регулирования. Механизмы смонтированы на хвостовике ротора ЦВД. Хвостовик ротора ЦВД присоединен карданным валом с передачей к сигнализатору вращения, датчику скорости и тахометру. Здесь же смонтированы трубопроводы системы регулирования, соединяющие насос системы регулирования с механизмами.

Снаружи опоры установлены: справа регулятор скорости и золотник взведения 3, слева — электрогидравлический преобразователь и регулятор давления свежего пара; спереди — сигнализатор вращения, датчик скорости и передатчик к тахометру 2, а также два защитных устройства 1.

Средняя опора подшипников (рис. 6.18) выполнена из стали Ст3 и состоит из двух частей: верхней — крышки и нижней — несущей части, соединенных горизонтальным фланцем

Крышка опоры, в свою очередь, состоит из крышки над подшипником № 3 и крышки упорного подшипника 4 с приваренным к ней

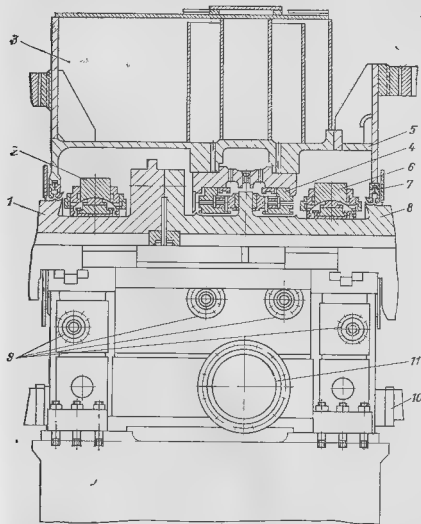


Рис. 6.18. Опора средних подшипников:

1 — ротор высокого давления; 2 — опорный подшипник № 2; 3 — крышка бака упорного подшипника; 4 — подшипник упорный; 5 — крышка; 6 — подшипник опорный № 3; 7 — маслоотбойник; 8 — ротор среднего давления; 9 — фланец подвода масла; 10 — шпоночные зубья; 11 — фланец слива масла

аварийным масляным бачком, соединенных вертикальным фланцем.

Полость аварийного масляного бачка разделена на две части — в одной части выполнены сверления для снабжения маслом упорного подшипника, а другая часть соединена трубками с опорными подшипниками.

В опоре размещены два маслоотбойника 7, два опорных подшипника № 2 и 6 и упорный подшипник 4.

Маслоотбойники состоят из двух стальных колец, соединенных между собой заклепками. В кольца зачеканены уплотнительные сегменты. К внешней стороне маслоотбойника прикреплен щиток с уплотнительным усиком. Маслоотбойники устанавливаются в расточках корпуса подшипника и винтами удерживаются в них от выпадения и проворачивания. Конструкция всех маслоотбойников, установленных на турбине, идентична.

На опоре справа находятся фланцы для присоединения труб подачи 9 и слива масла 11, и выполнены приливы и фланцы для крепления контрольно-измерительных приборов.

На нижней части корпуса опоры, на крышках, на передней и задней торцевых стенках приварены шпоночные зубья 10 для обеспечения соосности валов опоры и цилиндров ВД и СД. Под шпонки 10 лапы нижних частей ЦВД и ЦСД, которые фиксируют в осевом направлении эти корпуса, на опорных поверхностях у горизонтального разреза выполнены пазы.

Крепление опоры и фиксация ее на фундаменте выполнены аналогично опоре переднего подшипника.

6.8. РАДИАЛЬНЫЕ ПОДШИПНИКИ

Большой объем опытно-конструкторских, научно-исследовательских и палладочных работ на турбине К-500-240-1 и головной турбине К-500-240-2, выполненных заводом, позволил перейти к оснащению серийных турбин сегментными радиальными (опорными) подшипниками.

В головной турбине К-500-240-2 установлены три сегментных подшипника № 1, 2 и 3 (см. рис. 18.7), остальные подшипники втулочные (см. рис. 18.6,а). В последующем втулочные подшипники заменены сегментными.

Типовой сегментный подшипник (рис. 6.19) состоит из следующих основных деталей: двух несущих сегментов 11, двух сегментов верхней половины 5, установочного полукольца 8, крышки подшипника 4.

Взаимное расположение крышки 4 и полукольца 8 фиксируется штифтами 7.

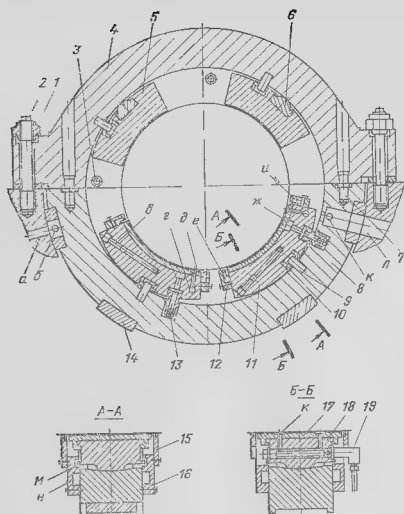


Рис. 6.19 Радиальн

ый подшипник:

1 — гайка; 2 — шпилька; 3 — пин; 4 — крышка подшипника; 5 — сегмент верхний; 6 — сегмент нижний; 7 — пин; 8 — полукольцо установочное; 9 — штифт; 10 — штифт; 11 — сегмент нижний; 12 — накладка; 13 — втулка шарнирная; 14 — полушка; 15 — уплотнения; 16 — крышка торцевая; 17 — накладка; 18 — опора сегмента; 19 — клапан обратный

Сегменты фиксируются в подшипнике штифтами 9 и зацепами М, входящими в соответствующие заточки торцевых крышек 16. Для предотвращения истирания штифтов 9 в сегменты запрессовываются латунные втулки 10.

Нижние несущие сегменты выполнены составными, охлаждаемыми. Тонкая накладка 17, залитая баббитом, насажена на опору сегмента 18. Внешняя поверхность опоры сегмента, а также внутренняя расточка полукольца 8 и крышки 4 выполнены сферическими. Кривизна сферы опоры сегмента больше кривизны сферы корпусных деталей, благодаря чему обеспечиваются точное опирание сегментов и их самоустановка под действием гидродинамических сил.

В нижних сегментах имеются каналы для основной и аварийной смазки, гидростатического подъема ротора и каналы для охлаждения сегментов. К опорам нижних сегментов крепятся торцевые накладки 12, образующие с опорой маслоприемные камеры е и и.

Для предотвращения выбрасывания масла из масляной пленки в картер подшипника установлены уплотнения 15. Для обеспечения работы подшипника без масляной ванны в нижних половинах крышек 16 и уплотнений 15 выполнены окна, через которые осуществляется слив масла, из полости подшипника. Через эти

же окна в отверстиях Г устанавливаются шпунтеры с трубками для аварийного подвода масла и обратные клапаны гидростатического подъема ротора 19.

Масло к сегментам подшипника из системы смазки подводится через отверстия Л, К к кольцевым каналам Н торцевых крышек 16. Из каналов Н масло через отверстия в полукольце, шарнирную втулку 13, каналы Ж и канавки в опоре 18 поступает в камеру И торцевой накладки, откуда масло поступает в несущий масляный слой н в охлаждающие каналы сегмента.

Масло, прошедшее охлаждающие каналы, собирается в камере Е, откуда направленной струей сливается на шейку ротора. Подача масла к верхним сегментам осуществляется солами-трубками 3. В сола масло поступает из кольцевых каналов Н. Масло из аварийного бачка через отверстия а, б, маслопроводы и отверстия Г поступает в канавки Д на входной кромке нижних сегментов.

Через внешние маслопроводы, обратные клапаны 19 масло высокого давления гидростатического подъема роторов поступает в камеры К нижних сегментов.

Аварийное маслоснабжение сегментного подшипника выполняется следующим образом. После прекращения подачи масла в аварийный бачок (при нарушении системы смазки) давление в бачке падает, расход масла осуществляется, как и при нормальном маслоснабжении, но при давлении, определяемом уровнем масла над подшипником. Через 2 мин с момента прекращения

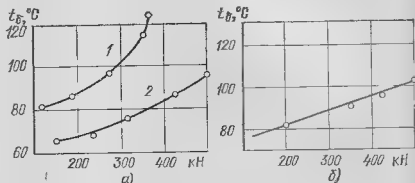


Рис. 6.20. Зависимость температуры сегментных подшипников от нагрузки при 50 с⁻¹:

а — подшипник Ø 420; 1 — целый сегмент; 2 — составной охлаждаемый сегмент; б — подшипник Ø 520

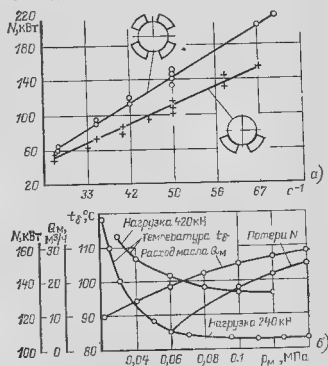


Рис. 6.21. Характеристики сегментного подшипника Ø 520:

а — зависимость потерь мощности от частоты вращения; б — зависимость потерь мощности, температуры подшипника и расхода масла от давления масла перед подшипником

подачи масла в бачок происходит переход на подачу аварийной смазки только к канавкам D нижних сегментов.

В нижних сегментах установлен термометр ТСП-309 для контроля температуры подшипника. Выполнение нижних несущих сегментов составными обеспечивает высокую несущую способность подшипника (рис. 6.20).

Верхние сегменты не составные, на внешней поверхности их выполнен паз, в который устанавливается упор 6.

На рис. 6.21 представлены характеристики сегментного подшипника $\varnothing 520$ мм, иллюстрирующие его эксплуатационные качества.

Центровка подшипника в опорах осуществляется при помощи прокладок, устанавливаемых под подушки 14 (см. рис. 6.19). Для упрощения операций по центровке подшипника наружная поверхность двух нижних подушек 14 выполнена с радиусом, меньшим радиуса расточки опоры, что обеспечивает контакт подушек по линии. Подшипник в опоре крепится посредством шпилек 2 и гаек 1.

При центровке подшипника, проверке зазоров по верхним сегментам необходимо проверить прилегание шеек к нижним сегментам. Зазор по верхним сегментам контролируется щупом. Регулировка зазора производится подбором прокладок, устанавливаемых под упоры 6. Упоры крепятся к верхним сегментам при помощи винтов. После регулировки зазоров винты должны стопориться.

6.9. ОСЕВОЙ ПОДШИПНИК

Осевой (упорный) подшипник служит для установки ротора в осевом направлении и восприятия осевых усилий, возникающих при работе турбоагрегата. В турбине К-500-240-2 применен двухсторонний осевой подшипник с рычажной уравнивательной системой, обеспечивающей равномерное распределение нагрузок между упорными подушками (рис. 6.22).

Уравнивательная система успешно компенсирует технологические, монтажные и эксплуатационные перекосы. Диаметр упорного диска 585 мм. Высокая несущая способность осевого подшипника достигнута благодаря применению двухслойных охлаждаемых колодок, хорошей организации входа масла в несущий масляный слой и снижению момента трения в элементах уравнивательной системы.

Двухслойные колодки состоят из тонкой стальной накладке 15, залитой баббитом Б-83, и жесткой стальной опоры 16, в которой установлен упор 14 из стали ШХ 15.

Накладка фиксируется на опоре штифтами и крепится к ней двумя зацепами и винтами. На поверхности опоры, обращенной к накладке, имеются каналы, по которым циркулирует протекающее в полости под-

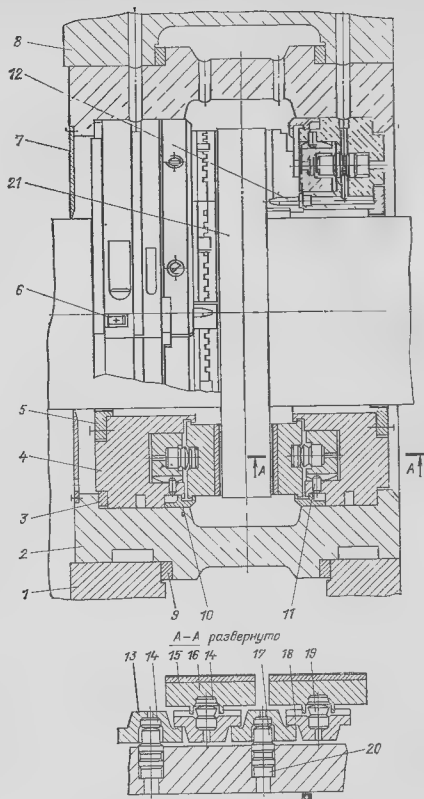


Рис. 6.22. Осевой подшипник:

1 — опора средняя 2 — корпус 3 — кольцо 4 — обойма 5 — кольцо уплотнительное 6 — шпилька 7 — штифт масляный 8 — крышка опоры 9 — кольцо установочное 10 — полукольцо 11 — штифт 12 — кольцо подачи аварийной смазки 13 — опора нижняя 14 — упор 15 — накладка 16 — опора колодки 17 — упор 18 — опора верхняя 19 — упор 20 — втулка 21 — упорный диск

шипника масло. Таким образом осуществляется охлаждение опоры и накладки и уменьшается термическая деформация колодки.

На тыльной стороне накладки в зоне наибольшей температуры баббита выполнена специальной формы обложка глубиной 0,03—0,05 мм. Во время работы упорного подшипника под действием гидродинамического давления в масляной пленке в месте обложки накладка прогибается в сторону от упорного ребра и компенсирует тепловую деформацию накладки. Это позволяет сохранить рабочую поверхность плоской и тем самым повышает несущую способность подшипника.

Входная кромка накладки для улучшения поступления масла в несущий масляный слой имеет экспериментально отработанный профиль-скос $0,004L \times 0,1L$ и скругление $0,04L$ (L —длина хорды по средней окружности колодки). Профилирование входной кромки также существенно повышает несущую способность подшипника.

Колодки через запрессованные в них упоры 14 опираются на верхние опоры 18, в которые устанавливаются упоры из стали ШХ-15 19 со сферической поверхностью. Верхние опоры плоскими поверхностями опираются на цилиндрические поверхности нижних опор 13. В нижних опорах установлены упоры 14 из стали ШХ-15, через которые опоры опираются на упоры 17 со сферической поверхностью, установленные в обойму 4. Между упором и обоймой установлены втулки 20, вместо которых в случае необходимости измерения осевого усилия могут устанавливаться тензометрические датчики.

Верхние и нижние опоры фиксируются штифтами 11, установленными в обоймах.

Колодки удерживаются от выпадения при монтаже зацепами обойм и полуколец 10, закрепляемых на обойме. Полукольца совместно с обоймами образуют канал, в котором прокладываются провода термометров ТСП-309 контроля температуры баббита колодок.

Для проверки правильности сборки подшипника обойма в сборе с уравнительной системой и в колодках укладывается на плиту. На колодки накладывается поверочная плита. При укладке поочередно на каждую колодку пластины толщиной 3,5 мм все остальные колодки должны прилегать к поверочной плите. Необходимо также проверить контакт по краске по всем линиям касания верхних 18 и нижних 13 опор.

Собранная с опорами и колодками каждая половина обойм устанавливается в корпус 2 подшипника. Верхняя половина обоймы устанавливается на нижнюю, фиксируется штифтами и соединяется болтами.

В корпусе обоймы фиксируются специальными шпонками 6.

Осевой разбег упорного диска $0,5-0,6$ мм регулируется изменением толщины разъемного кольца 3, устанавливаемого на одной из обойм.

Осевое положение ротора в проточной части регулируется посредством установочных колец 9, закрепляемых на корпусе подшипника.

Полость подшипника уплотняется разъемными кольцами 5, устанавливаемыми на торцах корпуса 2.

Масло для смазки подшипника подводится в кольцевые каналы нижней половины корпуса, откуда через специальные отверстия в корпусе и обоймах поступает в полость подшипника.

Из полости подшипника вращающийся упорный диск 21 ротора увлекает масло в несущий масляный слой колодок.

Слив масла из подшипника производится через два отверстия в верхней половине корпуса. Температура сливаемого из подшипника масла контролируется термометрами.

Уравнительная система упорного подшипника имеет определенную податливость, поэтому при приложении осевой нагрузки упорный диск, а следовательно, и ротор турбины будут перемещаться в осевом направлении. Этому перемещению будет соответствовать показание прибора осевого сдвига ротора. Нулевое положение датчика осевого сдвига устанавливается следующим образом: собирается упорный подшипник с крышкой опоры; устанавливаются индикаторы на ротор, на корпус упорного подшипника 2 и на обойму 4. Смещаются роторы при помощи домкрата или другого приспособления в сторону генератора до деформации уравнительной системы упорного подшипника на величину $0,2 \pm 0,05$ мм (перемещение ротора относительно корпуса подшипника). Это положение должно соответствовать установленному положению ротора ЦВД и нулю датчика осевого сдвига.

Глава седьмая

РОТОРЫ ТУРБИНЫ К-500-240-2

7.1. ХАРАКТЕРИСТИКА РОТОРОВ

Валопровод турбины состоит из четырех роторов: ротора высокого давления (РВД), ротора среднего давления (РСД) и двух роторов низкого давления (РНД-I и РНД-II). РНД-II с помощью жесткой муфты соединяется с ротором генератора. Каждый ротор опирается на два подшипника.

В турбине К-500-240-1, установленной на Назаровской ГРЭС, ротор высокого давления имеет одну опору со стороны регулятора, а вторым концом через жесткую муфту связан с ротором среднего давления, опирающимся на два опорных подшипника. Такая трехопорная система роторов ВД и СД, как указывалось, не позволяла получить достаточный запас устойчивости валопровода.

При модернизации турбины в систему валопровода введена дополнительная опора ротора высокого давления, что обеспечило повышение первой критической частоты вращения его до 40 с^{-1} (2400 об/мин) против $26,7 \text{ с}^{-1}$ (1602 об/мин) в турбине К-500-240-1. Увеличение жесткости ротора ВД с применением новой сегментной конструкции опорных подшипников, а

также некоторые изменения в проточной части (работе лопатки первой—пятой ступеней ЦСД выполнены с цельнообрезерованными полочными вандалками) создают необходимый запас устойчивости валопровода и гарантируют предотвращение самовозбуждения низкочастотных колебаний.

Роторы высокого и среднего давлений—цельнокованные, работают в зонах высоких температур (до 540°C). Цельнокованные роторы наиболее технологичны, обработка состоит из обычных станочных операций, а объем слесарных подгоночных работ минимален.

Роторы низкого давления турбины К-500-240-1—гибкие с пасадными дисками. Применение роторов с пасадными дисками имеет ряд недостатков: более трудоемкие, имеют достаточно большой объем слесарных подгоночных работ, у их более сложный процесс динамической балансировки.

При модернизации турбины К-500-240 роторы низкого давления выполнены сварнокованной конструкции. Применение их обусловлено положительным опытом длительной эксплуатации сварных роторов в турбинах К-160-130 и К-220-44. Сварные роторы обла-

Таблица 7.1. Критические частоты вращения, с⁻¹

Роторы	На жестких опорах		На опорах с динамической податливостью $2 \cdot 10^{-4}$ см/кг
	Отдельные роторы	Валопровод	Валопровод
Ротор генератора	19,7	21,7	20
РВД	33,3	38,9	32,5
РСД	27	37,3	30
РНД-I	62,6	74	59
РНД-II	62,6	79,3	56,5

дают рядом преимуществ, основными из которых являются:

отсутствие погибов, подобных возникающим в роторах с насадными дисками в процессе их сборки (при горячей насадке дисков);

меньшие поперечные деформации от воздействия внешних сил и моментов;

меньшая чувствительность к небалансу, что объясняется существенно большей жесткостью таких роторов по сравнению с насадными;

увеличенный маховой момент сварных роторов, который благоприятно влияет на динамические характеристики валопровода в режиме полного сброса нагрузки

Некоторое увеличение момента короткого замыкания, вызванное повышением махового момента и крутильных жесткостей валопровода, компенсируется увеличением диаметра шеек роторов ЦНД до 520 мм (против 480 мм в турбине К-500-240-1).

Роторы турбины до сборки с лопатками балансируются статически. Каждый окончательно собранный ротор в специальном станке с вакуумной камерой подвергается динамической балансировке на рабочей частоте вращения 50 с⁻¹ (3000 об/мин) и угонным испытаниям при частоте вращения 57,5 с⁻¹ (3450 об/мин).

Критические частоты вращения валопровода приведены в табл. 7.1. Как видно из таблицы, роторы высокого и среднего давления гибкие, роторы низкого давления жесткие, т. е. для РВД и РСД первые критические частоты вращения ниже рабочих частот вращения, для РНД-I и РНД-II — выше.

Для жестких роторов низкого давления динамический прогиб и амплитуда вибрации подшипников во всем рабочем диапазоне зависят только от частоты вращения валопровода. Динамический прогиб жесткого ротора в рабочем диапазоне всегда соответствует первой основной форме колебаний и практически не зависит от места и характера небаланса. В связи с этим жесткий ротор может быть уравновешен балансировочными груза-

ми в любых двух плоскостях. Уравновешенный на одной частоте вращения груз остается уравновешенным во всем рабочем диапазоне [23].

Динамический прогиб гибкого ротора зависит от распределения неуравновешенных масс по его длине. Динамическое уравновешивание гибких роторов является достаточно сложной задачей и требует учета многих факторов.

Необходимо отметить, что, несмотря на то, что первые критические частоты вращения РВД и РСД меньше рабочей частоты вращения, жесткость роторов турбины достаточна для противодействия изгибающим моментам от характерного для них небаланса. Поэтому особенность работы гибких роторов для них выражена слабо. Небаланс удается уравновесить грузами, располагая их в штатных балансировочных плоскостях.

Рабочие лопатки в паровой турбине работают в сложных условиях. На них действуют центробежные силы, силы давления пара и динамические усилия. В ступенях высокого и среднего давления лопатки работают в условиях высоких температур. В ступенях низкого давления лопатки подвержены действию влажного пара, способствующего эрозии лопаток. Капельки воды, образующиеся при расширении пара, ударяясь о рабочую лопатку, вызывают поверхностное разрушение металла входной кромки. Эрозия наблюдается на верхней части входной кромки, куда под действием центробежных сил отбрасывается влага. Эрозионный износ лопаток представляет сложный процесс, зависящий от окружной и абсолютной скоростей пара, диаметра капли, влажности пара, угла входа на рабочую лопатку, аксимального зазора между направляющими и рабочими лопатками и других факторов. Причиной эрозии являются усталостные поражения поверхностного слоя входной кромки.

Неравномерность парового потока по окружности проточной части приводит к периодическому возникновению в турбине возмущающих сил. Практика эксплуатации турбин показывает, что причиной поломки рабочих лопаток в большинстве случаев является вибрация лопаток, вызванная этими силами. Вибрация лопаток с максимальной амплитудой соответствует совпадению частоты возмущающей силы с частотой собственных колебаний, т. е. резонансу. Поэтому при проектировании расчетным путем определяются собственные частоты различных форм колебаний как отдельных, так и связанных в пакеты рабочих лопаток, чтобы избежать резонансов с возмущающими силами.

Следует иметь в виду, что при проектировании, изготовлении и отладке лопаточного аппарата турбин нельзя ограничиваться одним только расчетами, так как расчетные схемы не во всех случаях полностью отражают действительную упругую колебательную систему. Кроме того, при расчете не всегда можно правильно учесть условия крепления лопаток на диске и жесткость крепления связей к лопаткам. Поэтому наряду с расчетами проводят экспериментальные исследования по определению спектра частот и относительных напряжений на опытных лопатках, пакетах и облопаченных дисках как в статике, так и при вращении на специальных стендах.

Роторы в турбинах являются самыми ответственными узлами. В условиях эксплуатации они испытывают нагрузки от действия

центробежных сил, крутящего и изгибающего моментов и осевых усилий. Поэтому первым требованием к роторам является их прочность. Особое внимание уделяется качеству материала, так как наличие дефектов в ковках может привести к тяжелым последствиям [59].

Современные стационарные паровые турбины проектируются на срок службы не менее 100 000 ч. Такой длительный срок службы при высоких начальных температурах обуславливает применение для рабочих лопаток и роторов жаропрочных и жаростойких сталей.

7.2. РОТОР ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Ротор высокого давления (рис. 7.1) изготавливается из стали ЭИ-415.

Повалка ротора после грубой механической обработки подвергается термической обработке с последующим отпуском для обеспечения равномерных механических свойств и снятия внутренних напряжений. На специальных образцах, вырезанных из ковки, проверяют механические характеристики, химический состав материала. Кроме того, до обдирки ковка подвергается ультразвуковой дефектоскопии на отсутствие трещин, флокенов, неметаллических включений и др. В ковке выполняется центральное осевое отверстие для удаления загрязненной сегрегационной зоны оси слитка [44].

Каждый ротор после предварительной механической обработки подвергается тепловой пробе. Ротор в электрической печи нагревают до температуры 510 °С с одновременным медленным вращением. При этом контролируется его прогиб. Результаты тепловой пробы считаются положительными, если величина прогиба после охлаждения ротора не превышает 0,025 мм. После тепловой пробы производится дальнейшая механическая обработка ротора.

Для уменьшения осевого усилия, действующего на ротор, диски ротора имеют по семь паразаргрузочных отверстий диаметром 40 мм, равномерно расположенных по окружности диаметром 635 мм. Число разгрузочных отверстий принято нечетным, чтобы не ослабить радиальное сечение дисков ротора в местах узлов собственных колебаний дисков.

На валу ротора между дисками протачивают канавки под диафрагменные уплотнения. Аналогичные канавки выполняются на бочке ротора перед диском первой ступени и

за диском последней ступени. На этих участках расположены кольца концевых уплотнений цилиндра высокого давления.

Для уменьшения теплового прогиба ротора при задевании о неподвижные усики уплотнительных колец наружные волокна ротора на участках уплотнений прорезаются термкомпенсационными канавками. Глубина канавок ограничена необходимой жесткостью ротора и равна 12,5 мм.

Для крепления рабочих лопаток на ободах откованных заодно с ротором дисков имеются грибовидного типа пазы: трехопорные для лопаток первой ступени, двухопорные для лопаток остальных ступеней. Для заводки лопаток при их наборе на дисках выполнены специальные вырезы в профильной части обода. В эти вырезы устанавливаются замковые лопатки, которые крепятся к диску и к соседним предзамковым лопаткам с помощью цилиндрических штифтов. Вырезы делаются больше шага лопатки по хвосту на 1 1,5 мм, чтобы лопатки не задевали за грибок при сборке.

На полотнах дисков первой, пятой и последней ступеней, а также на торце вала со стороны переднего концевое уплотнения проточены пазы для установки балансировочных грузов. Пазы имеют в сечении форму типа «ласточкин хвост». Для заводки балансировочных грузов в пазах выполняются вырезы со стороны, противоположной месту установки грузов. Балансировочные грузы плотно пригоняются по пазу диска. Крайние грузы фиксируются чешанкой.

На стороне регулятора ротор имеет шейку Ø 300 мм для установки ротора в опорный подшипник № 1. К торцу шейки приобличивают хвостовик автомата безопасности, который далее связан с насосом системы регулирования. Рядом с шейкой опорного подшипника имеется проточенная поверхность ротора под маслоотбойник.

На стороне генератора также имеется шейка Ø 300 мм для установки ротора в опорный подшипник № 2. Слева от шейки подшипника выполнены проточки под маслоотбойник, справа выполнен фланец полумуфты соединения с ротором среднего давления, откованный заодно с ротором. На наружной поверхности фланца полумуфты имеется выступ для датчика реле осевого сдвига

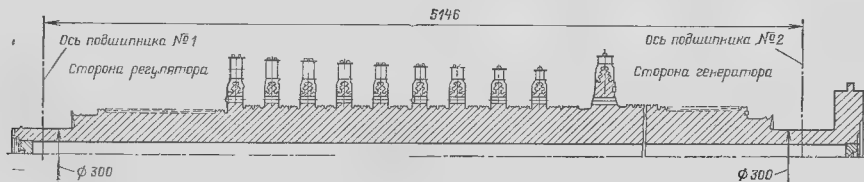


Рис. 7.1. Ротор высокого давления

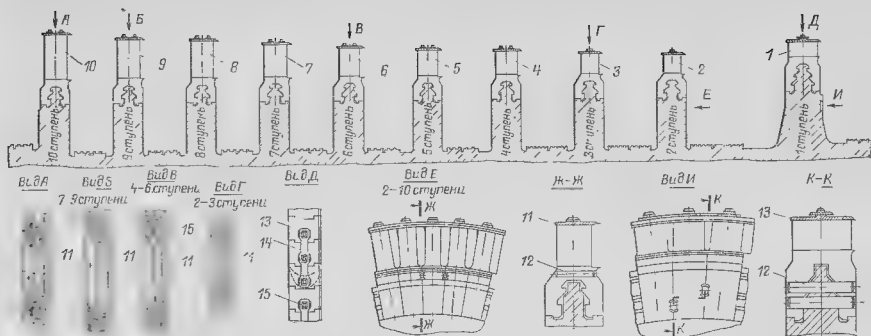


Рис. 7.2. Рабочие лопатки ротора высокого давления:

1—10 — лопатки первой — десятой ступеней соответственно; 11 — накладные бандаж; 12 — штифты, крепящие замковую лопатку; 13 — цельнофрезерованные бандажные полки лопаток; 14 — ленточный бандаж; 15 — шпиль

Центральное отверстие ротора закрывается пробками с двух сторон, каждая пробка крепится двумя винтами, стопорящимися чеканкой в шпиль.

При изготовлении ротора должна обеспечиваться следующая точность основных поверхностей (не более), мм:

Допускаемое биение, овальность, конусность и волнистость на шейках ротора	0,02
Допускаемое биение относительно шеек ротора на всех участках под лабиринтовые уплотнения	0,03
Допускаемое биение относительно шеек ротора на наружных диаметрах дисков	0,05
Допускаемое биение относительно шеек ротора на внутреннем отверстии у кондов ротора	0,1
Допускаемое торцевое биение по ободьям дисков в местах, наиболее удаленных от оси ротора	0,05
Допускаемое торцевое биение по фланцу подмуфты и выступу датчика осевого сдвига	0,02

Рабочие лопатки (рис. 7.2) первой — третьей ступеней изготавливаются из нержавеющей жаропрочной стали марки 15Х12ВНМФШ, рабочие лопатки остальных ступеней — из нержавеющей стали марки 12Х13ПШ.

Все рабочие лопатки ротора цельнофрезерованные и имеют постоянный профиль по высоте. Хвостовые части лопаток имеют грибовидные пазы: лопатка первой ступени трехопорная, лопатки остальных ступеней — двухопорные. Буртики в нижней части препятствуют раскрытию хвостовой части лопатки.

Для качественной работы хвостового соединения необходим хороший контакт опорных площадок с грибом обода диска. Это можно достигнуть, выдержав расстояния между опорными поверхностями с максимально возможной точностью. После предварительной обработки профильная часть обрабатывается одной фрезой, чем достигается довольно высокая точность изготовления.

При сборке лопаток с дисками обеспечивается полное прилегание хвостовых частей лопаток по всей ширине. Зазор допускается до 0,03 мм на глубину не более 5 мм на участке длиной 15 мм от низа хвостовой части лопатки. Хвостовые части лопаток при сборке прижимаются друг к другу ударами пневматического молотка через медную оправку.

Для лучшей организации потока пара в каналах рабочих лопаток и уменьшения утечки его применяется ленточный бандаж 11 или второй — десятой ступеней и цельнофрезерованный бандаж 13 для первой ступени. Кроме того, бандаж создает пакетную жесткость лопаток, которая превосходит жесткость единичной лопатки, обеспечивая необходимые виброхарактеристики.

Концы лопаток второй и третьей ступеней имеют по одному выступу, лопатки с четвертой по десятую ступени имеют по два выступа (шпиля). На эти выступы надеваются ленточные бандаж (накладные бандаж) 11, образуя 16 пакетов из пяти лопаток для второй и третьей ступеней, 13 пакетов из пяти лопаток для четвертой, пятой и шестой ступеней, 12 пакетов из шести лопаток с седьмой по десятую ступень.

Лопатки первой ступени работают в условиях больших изгибающих усилий и переменной парциальности, обусловленной сопловым парораспределением. Необходимый запас прочности создается установкой усиленного профиля лопатки и более жесткого пакетирования. Поэтому бандаж первой ступени выполнен заодно с лопаткой (цельнофрезерованный бандаж) 13.

При сборке лопаток первой ступени с диском ротора пригонка цельнофрезерован-

ных бандажей выполняется таким образом, чтобы выступающий в тангенциальном направлении шип входил в паз бандажа соседней лопатки, образуя соединение «шип — паз» с зазором не более 0,25 мм.

Бандажные полки соседних лопаток пригоняются друг к другу с зазором не более 0,4 мм. Такая сборка ограничивает деформации лопаток при аксиальных, тангенциальных и крутильных колебаниях. Для большей жесткости сверху ставится дополнительно узкий ленточный бандаж 14, который связывает ступень в 21 пакет из трех лопаток.

Во всех накладных бандажах специальным пуансоном пробиваются отверстия по фактическому положению шипов лопаток, установленных на диск. Накладные бандажи надеваются на шипы 15, которые затем расклепываются ударами молотка с помощью специальных оправок. При клепке шипов не допускается их растрескивание и скалывание. Отверстия в бандажах должны быть скруглены для предотвращения трещин.

Штыки накладных бандажей со второй по шестую ступени выполнены прямыми, так как лопатки по высоте имеют постоянные геометрические характеристики профиля. Начиная с седьмой ступени, накладные бандажи имеют косые стыки, так как для обеспечения приемлемого коэффициента полезного действия ступени верхние сечения имеют более закрученные профили, близкие к реактивным.

При установке накладных бандажей между ними для обеспечения тепловых расширений предусматривается зазор 0,7 (+0,3) мм для второй — шестой ступеней и 1 (+0,3) мм для седьмой — десятой ступеней. Кроме того, бандажи десятой ступени друг с другом образуют соединение «шип — паз».

Поверхности хвостовых частей лопаток, расположенные в плоскостях дисков, и бандажи имеют припуски для обточки после сборки лопаток с дисками. При точении хвостовых частей лопаток и бандажей со стороны входных кромок лопаток выполняются кольцевые выступы осевых уплотнений ступеней.

Последними на диски ротора устанавливаются замковые лопатки. Крепление замковых лопаток одинаково для всех ступеней ротора и выполнено по принципу распределения усилия замковой лопатки на две предзамковые.

Замковые лопатки со второй по десятую ступени, насаженные на диски, прошиваются на стыке с соседними предзамковыми лопатками двумя штифтами 12 диаметром 8 мм, которые воспринимают усилия и передают их на грибки дисков через предзамковые лопатки.

Замковая лопатка первой ступени крепится двумя штифтами диаметром 16 мм. Но в этом случае штифты прошиваются не только тела предзамковых лопаток, а проходят через гребень диска. Таким образом, усилие замковой лопатки воспринимается гребнем диска.

Накладные бандажи всех ступеней располагаются так, чтобы замковые лопатки находились в середине пакета. После окончательной обточки ротора штифты крепления замковых лопаток зачеканиваются от выпадания. Материал накладных бандажей и штифтов — сталь 1Х12ВНМФ.

Для равномерного поджатия лопаток к опорным поверхностям грибков ротора производится чеканка дисков под хвостовыми частями лопаток. Чеканка выполняется бойком с радиусом наконечника 4 мм. Боек располагают на расстоянии 4 мм от внешнего стыка лопаток с ротором. Глубина луны при чеканке 0,1—0,2 мм. Чеканка считается оконченной, если между диском и лопаткой посередине хвостовой части зазора нет. Под замковыми лопатками чеканка не производится, чтобы дополнительно не нагружать штифты.

7.3. РОТОР СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

Ротор среднего давления (рис. 7.3) изготавливают из стали ЭИ-415.

Покровка ротора аналогично, как и покровка РВД, подвергается термической обработке с последующим отпуском для обеспечения равномерных механических свойств, а также ультразвуковой дефектоскопии на отсутствие трещин, флюсов, неметаллических включений и других дефектов. На специальных образцах, вырезанных из поковки, проверяются механические характеристики и химический состав материала. В поковке выполняется осевое отверстие для удаления загрязненной зоны оси слятка.

Каждый ротор подвергается тепловым испытаниям при температуре 510°C. Допускаемая величина остаточного прогиба после испытаний 0,025 мм.

Все откованные совместно с ротором диски имеют по семь паразаргазочных отверстий диаметром 50 мм, равномерно расположенных по окружности диаметром 745 мм.

На валу ротора перед диском первой ступени, между дисками и за диском последней ступени проточены канавки под установку колец концевых и диафрагменных уплотнений цилиндра среднего давления. На участках уплотнений выполнены термокомпенсационные канавки глубиной 12,5 мм.

На ободах дисков для установки лопаток первой — десятой ступеней выполнены грибовидные трехопорные пазы. Для заводки лопаток при их наборе на профильных частях этих же дисков выполнены специальные вырезы, в которые устанавливаются замковые лопатки. Обод диска для установки лопаток одиннадцатой ступени имеет выфрезерованные пазы елочного типа.

На полотах дисков первой, одиннадцатой ступеней, а также на торце переднего конце-

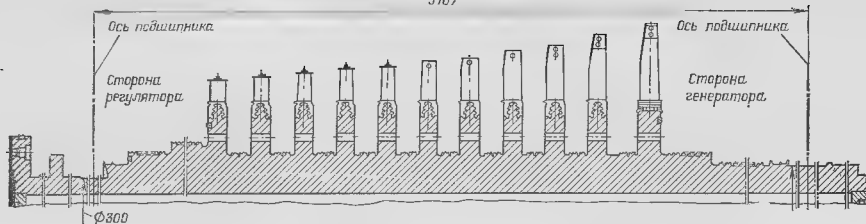


Рис. 7.3. Ротор среднего давления

вого лабиринтового уплотнения проточены пазы типа «ласточкин хвост» для установок балансировочных грузов. Для заводки грузов в пазах выполняются вырезы со стороны, противоположной месту их установки. Балансировочные грузы пригоняются по пазу. Крайние грузы фиксируются чеканкой рашточки.

Вал ротора со стороны регулятора заканчивается цельнокованым фланцем полумуфты соединения с ротором высокого давления. Фланец полумуфты имеет десять отверстий $\varnothing 50$ мм, пригонная часть которых разворачивается совместно с отверстиями фланца РВД. На наружной поверхности фланца выполнены пазы для установки балансировочных грузов. Заводка, подгонка и крепление грузов выполняются, как и на дисках ротора.

За фланцем полумуфты выточен гребень упорного подшипника. Далее за ним находится шейка опорного подшипника № 3 $\varnothing 300$ мм. Рядом с шейкой опорного подшипника имеется проточенная поверхность ротора под маслоотбойник.

Вал ротора со стороны генератора имеет поверхность, на которую насаживается до упора в буртик полумуфта соединения с ротором низкого давления ЦНД-1. Слева от этой поверхности выполнена шейка $\varnothing 420$ мм для установки РСД в опорный подшипник № 4. Далее проточена поверхность под маслоотбойник.

Центральное отверстие ротора закрывается аналогично РВД с двух сторон пробками. Точность изготовления основных поверхностей РСД такая же, как указана для ротора высокого давления.

Рабочие лопатки (рис. 7.4) первой — десятой ступеней изготавливаются из стали 15Х12ВНМФШ, рабочие лопатки одиннадцатой ступени выполнены из стали 12Х13Ш.

Хвостовые части лопаток первых десяти ступеней имеют грибовидные трехопорные

пазы, лопатки одиннадцатой ступени — елочного типа. Хвостовые соединения елочного типа получили большое распространение для самого широкого диапазона нагрузок и температур, отличаются надежностью в работе, компактностью, простотой сборки и большой несущей способностью.

Лопатка одиннадцатой ступени имеет в корне несколько стесненный шаг. Поэтому елочный хвост лопатки одиннадцатой ступени образован дугами окружности.

При сборке лопаток первой — десятой ступеней с дисками обеспечивается, как и для лопаток РВД, полное прилегание хвостов лопаток по всей ширине. Зазор допускается до 0,03 мм на глубину не более 5 мм на участке длиной 15 мм от низа хвостовой части лопаток.

Для равномерного поджатия лопаток к опорным поверхностям грибов ротора производится чеканка дисков под хвостовыми частями лопаток бойком радиусом 4 мм. Боек располагается на расстоянии 4 мм от внешнего стыка лопаток с ротором. Глубина лунок при чеканке 0,5–0,8 мм. Чеканка выполняется до тех пор, пока между диском и лопаткой посередине хвостовой части лопатки зазор не станет равным нулю.

Крепление замковых лопаток первых десяти ступеней выполнено по принципу распределения усилий от них на две предзамковые лопатки и гребень диска, для чего хвостовые части замковых лопаток на стыке с соседними предзамковыми прошиваются двумя цилиндрическими штифтами $12 \varnothing 16$ мм которые проходят и сквозь гребень диска. Штифты после окончательной обточки ротора зачеканиваются от выпадения. Материал штифтов — сталь 1Х12ВНМФ.

Каждая лопатка одиннадцатой ступени крепится двумя пластинчатыми стопорами 18, по которым при сборке обеспечивается натяг. Стопоры заводятся с двух сторон в проточки, выполненные на хвостовых частях лопаток.

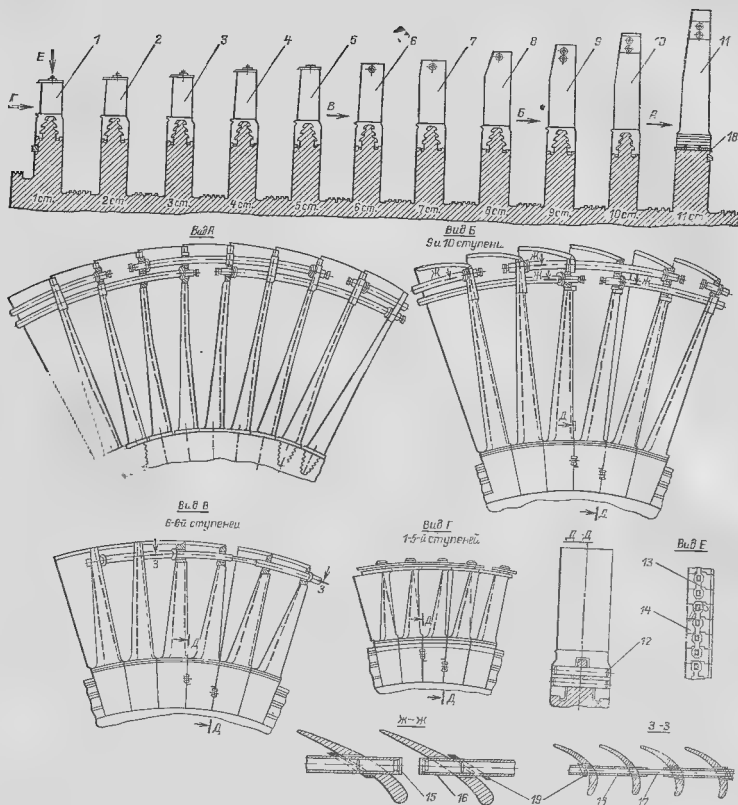


Рис. 74. Рабочие лопатки ротора среднего давления:

1—11 — лопатки первой — одиннадцатой ступени соответственно; 12 — штифты, крепящие закомку лопатку, 13 — ленточный бандаж; 14 — цельнофрезерованные бандажные полки лопаток, 15 — вставки, 16 — трубчатые бандажи, 17 — соединительные вставки трубчатых бандажей, 18 — стопор пластинчатый, 19 — шайбы

После заводки лопатки в паз диска концы стопоров отгибаются. Трещины на отогнутых концах стопоров не допускаются. Материал стопоров — сталь 1Х13.

Все лопатки РСД закрученные, переменного сечения по высоте. Для повышения надежности проточной части рабочие лопатки первых пяти ступеней выполнены с цельнофрезерованными бандажами 14 и связаны в 19 пакетов из четырех лопаток ленточными бандажами 13. Ленточные бандажи надеваются на выступы (шпильки), которые затем расклепываются специальными оправками. Ска-

лывание и растрескивание шпилек не допускается. Материал ленточных бандажей сталь 1Х12ВНМФ. При сборке лопаток с дисками полки цельнофрезерованных бандажей образуют соединение «шип — паз», пригонка которого выполняется так же, как и на первой ступени РВД.

Для отстройки от резонансных колебаний лопатки шестой — одиннадцатой ступени связаны в пакеты трубчатыми бандажами 16: шестая и седьмая ступени имеют 12 пакетов из пяти лопаток, восьмая и девятая ступени — 10 пакетов из шести лопаток, десятая

ступень 14 пакетов из четырех лопаток, одиннадцатая ступень — 12 пакетов из пяти лопаток.

Лопатки шестой восьмой ступеней имеют один ряд трубчатых бандажей, лопатки девятой — одиннадцатой ступеней — два ряда трубчатых бандажей. Все трубчатые бандажки свободно входят в отверстия в профильной части лопаток.

Ленточные и трубчатые бандажки располагаются так, чтобы замковые лопатки всех ступеней находились в середине пакета. Все трубчатые бандажки шестой — восьмой ступеней, а также верхние и нижние бандажки десятой и одиннадцатой ступеней к лопаткам не припаиваются, а удерживаются от сдвига шайбами 19, припаянными к бандажам. Верхние трубчатые бандажки девятой ступени припаяны к каждой лопатке для повышения пакетной частоты. Нижние трубчатые бандажки сдвинуты относительно разрезов верхних трубчатых бандажей на полпакета.

Все трубчатые бандажки шестой — восьмой ступеней, образующие пакеты, соединены между собой вставками 17, один конец которых припаян к бандажу со стороны спинки лопатки, а второй конец свободно входит в следующий бандаж. Торцы трубчатых бандажей девятой одиннадцатой ступеней закрыты припаянными вставками 15. Бандажки на них дополнительно обжимаются в четырех точках.

Пайка трубчатых бандажей, вставок и шайб выполняется серебряным припоем ПСр45. Серебряный припой применяется для создания жесткости и удовлетворительной виброхарактеристики лопаточного аппарата.

Припой должен обладать высокой механической прочностью, высокими антикоррозионными свойствами и сравнительно низкой температурой плавления. Последнее требование вызвано тем, что при высокой температуре плавления припой трубчатые бандажки, шайбы, вставки могут подвергаться термическому отпуску, что недопустимо. Припой ПСр45 удовлетворяет изложенным требованиям и обладает свойством гасить колебания.

Материал трубчатых бандажей, вставок и шайб [70] — нержавеющая сталь 12Х13.

Поверхности хвостовых частей лопаток ротора, расположенные в плоскостях дисков, и полки цельнофрезерованных бандажей первых пяти ступеней имеют припуски для обработки после сборки лопаток с дисками. При обтачивании хвостовых частей и бандажей со стороны входных кромок лопаток выполняются кольцевые выступы осевых уплотнений ступеней. Лопатки с шестой — одиннадцатой ступеней имеют утонение у вершины профильной части. Это утонение предохраняет лопатки от поломки при случайных радиальных задеваниях о диафрагмы.

7.4. РОТОРЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Роторы низкого давления РНД-I и РНД-II турбины К-500-240-2 одинаковы по конструкции (рис. 7.5). Двухпоточный сварной РНД состоит из семи частей: соединительной средней части I, двух дисков первой третьей ступеней 2, двух дисков четвертой ступени 3 и двух дисков пятой ступени 4, откованных заодно с концевыми частями вала. Материал поковок дисков первой

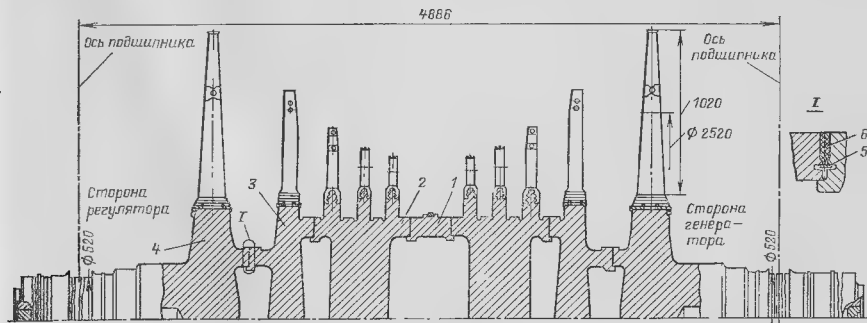


Рис. 7.5. Ротор низкого давления:

1 — соединительная средняя часть; 2 — диск первой — третьей ступеней, 3 — диск четвертой ступени; 4 — диск пятой ступени; 5 — подкладное кольцо; 6 — сварной шов

третьей и четвертой ступеней и средней части ротора — сталь 34ХМ1А. Материал хвостовых частей ротора — сталь 32ХМ1А.

Диски первой — третьей и четвертой ступеней представляют собой поковки без центрального отверстия, что позволяет выполнить их равнопрочными. Поковка диска пятой ступени, откованная совместно с хвостовой частью вала, из-за значительной ее длины имеет просверленное несквозное центральное отверстие (до диска пятой ступени) для возможности дополнительного перископического контроля.

Каждый ротор сваривается электродуговой сваркой под слоем флюса. Технология сварки роторов должна обеспечивать минимальные усадочные деформации. Ротор под сварку собирается из предварительных проточенных заготовок. Шесть кольцевых швов 6 имеют одинаковую форму. При сборке ротора для сварки и в процессе сварки средняя соединительная часть и диски фиксируются друг относительно друга в радиальном направлении выступами. Торцы каждойковки имеют полуразделки для сварных швов.

Роторы под сварку собираются в вертикальном положении. На хвостовик ротора с диском пятой ступени устанавливается диск четвертой ступени. В места разделки под сварочный шов предварительное устанавливается подкладное кольцо 5, служащее людом для корневой части шва, и распорные планки (сухари), ширина которых учитывает усадку расплавленного металла шва при охлаждении. Аналогично устанавливаются диски первых трех ступеней, средней части, диски и хвостовик второго потока. Собранный ротор стягивается специальными приспособлением и в таком состоянии устанавливается в сварочный станок. Сварка выполняется на роторе, расположенном в горизонтальном положении, с вращением в центрах. Радиальный бой контролируется индикаторами. При сварке выполняются предварительный и сопутствующий подогревы.

Корневая часть шва формируется вручную. Затем после удаления стягивающего приспособления сварка выполняется автоматически. После провара корневой части распорные планки удаляются, чтобы не препятствовать усадке шва. Постоянное усилие, сжимающее ротор, создается тарельчатыми пружинами. Расстояние между дисками и припуски на механическую обработку выбираются с учетом сварочной усадки швов, достигающей нескольких миллиметров.

В процессе сварки производится визуальный постоянный контроль сварных швов и постоянный контроль геометрических размеров. Сваренный ротор термобработывается для снятия возникающих при сварке напряжений. Швы подвергаются ультразвуковому контролю. Обнаруженные дефекты удаляются проточкой. После восстановления шва ротор подвергается повторной термобработке и контролю.

Перед окончательной обработкой ротор низкого давления проходит статическую балансировку. Обнаруженный статический небаланс снимается проточкой при смещенной относительно центров станка оси ротора.

Для крепления лопаток первой — третьей ступеней ободья дисков выполнены грибовидного типа, трехопорные. Для заводки лопаток первых трех ступеней при их наборе на профильных частях дисков выполнены специальные вырезы, в которые затем устанавливают замковые лопатки.

Лопатки четвертой и пятой ступеней устанавливаются в пазы елочного типа, образованные дугами окружности, с торцевой заводкой.

На валу ротора между дисками, а также за дисками пятых ступеней выполнены цилиндрические проточки под диафрагменные и концевые уплотнения цилиндра низкого давления.

На полотнах дисков пятых ступеней и соединительной части имеются пазы типа «ласточкин хвост» для установки балансировочных грузов. Для заводки грузов в пазах выполняются вырезы со стороны, противоположной месту их установки. Грузы плотно пригоняются по пазу и фиксируются чеканкой паза.

Хвостовые части ротора имеют проточенные шейки $\varnothing 520$ мм для установки его в опорные подшипники № 5 и 6 РНД-I и № 7 и 8 РНД-II.

На концах хвостовиков ротора выполнены поверхности для насаживания полумуфт соединения роторов между собой, роторами генератора и среднего давления. Полумуфты насаживаются до упора в буртики. Полумуфты ротора от осевого смещения удерживаются специальными гайками, которые наворачиваются на резьбовую проточку диаметром 400 мм. Шаг резьбы 4 мм. Рядом с шейками под опорные подшипники выполнены проточки под маслоотбойники и канавки под тросы подъемного приспособления ротора.

Центральные отверстия хвостовых частей ротора закрываются пробками, удерживающимися от выпадения двумя винтами. Винты стопорятся чеканкой в шлиц.

Статическая балансировка ротора выполняется до прорезки пазов под замковые лопатки. Пазы фрезеруются на тяжелой стороне ротора. Точность изготовления основных поверхностей РНД такая же, как указана для ротора высокого давления.

Рабочие лопатки обоих потоков имеют одинаковые характеристики и конструкцию соответственно ступеням и отличаются только направлением вращения. Поэтому они не взаимозаменяемы.

Лопатки первых трех ступеней (рис. 7.6) ротора низкого давления изготовлены из стали 12Х13Ш, материал для лопаток четвертой и пятой ступеней [44] — сталь 15Х1МФШ.

Хвостовые части лопаток первых трех ступеней имеют грибовидные трехопорные пазы, лопаток четвертой и пятой ступеней — из-за значительной массы лопатки выполнены елочного типа с осевой заводкой. В связи с тем, что ширина профиля корневого сечения этих лопаток превышает ширину хвостовой части, елочные пазы выполнены по дугам окружно-

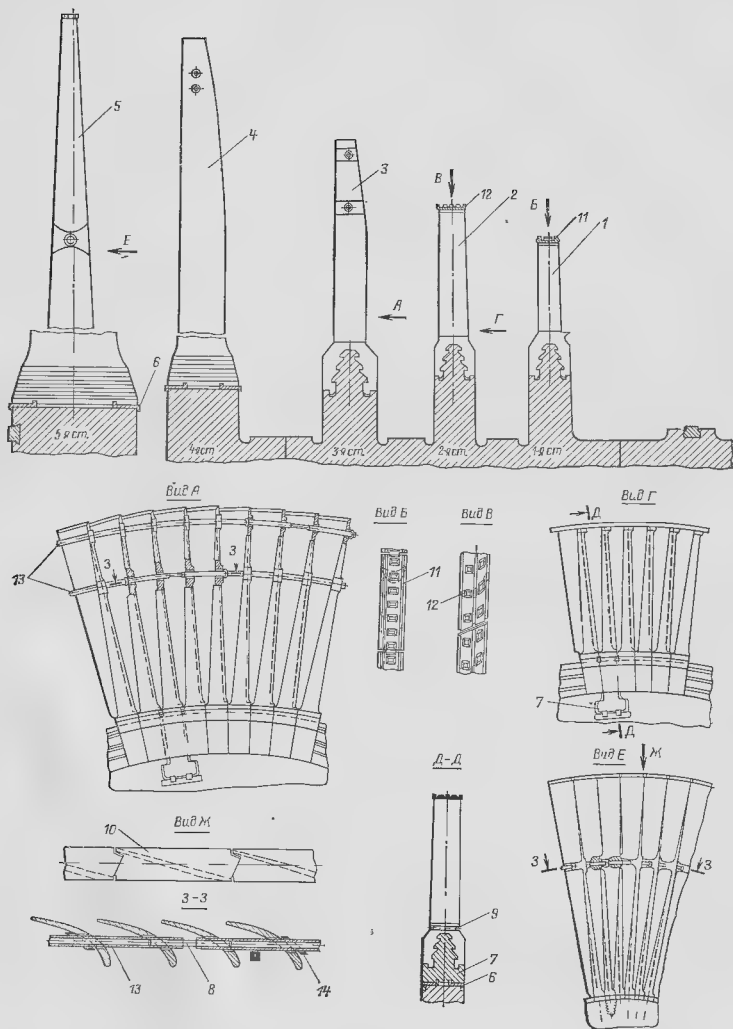


Рис. 7.6. Рабочие лопатки ротора низкого давления:

1—5 — лопатки первой — пятой ступеней соответственно; 6 — пластинчатый стопор; 7 — замковая вставка; 8 — соединительная вставка трубчатых бандажей; 9 — штифт; 10 — цельнофрезерованные бандажные полки лопатки; 11 — накладные бандажи; 12 — шпиль; 13 — трубчатые бандажи; 14 — ограничительные шайбы.

сти, как и одиннадцатая ступень ротора среднего давления.

Между дном паза в дисках ротора и лопатками устанавливаются две пластинки 6 с натягом, которые прижимают лопатки к опорным поверхностям ротора. Этим устраняется качание лопаток, наличие которого может привести к неуправляемой установке проводящих связей. Указанные пластинки одновременно служат стопорами, фиксирующими лопатки от смещения в осевом направлении, для чего пластинки изнутри заходят загнутыми концами в пазы на торце хвостовой части лопатки, а снаружи противоположный конец отгибается на диск. Трещины в пластинках не допускаются.

Елочный хвост лопаток вытачивается при помощи специальной профильной гребенки одновременно в нескольких лопатках. Эти операции требуют большой точности, так как особенно тщательно должны быть выдержаны расстояния между опорными поверхностями

Установка на диски ротора рабочих лопаток первых трех ступеней производится последовательно через замковый паз. Большие центробежные силы, действующие на лопатки РНД, не позволяют применить замковые лопатки с креплением штифтами за соседние, как на роторах высокого и среднего давления. Поэтому для лопаток первых трех ступеней применяются специальные замковые вставки 7, на которые надеваются последние из набираемых на ступень лопатки при помощи трехопорных грибовых соединений. Грибок диска срезается в замковом вырезе, и, таким образом, получается сквозной Т-образный паз, в который и вставляется замковая вставка с лопаткой.

Пригонкой замковых вставок обеспечивается полный одновременный контакт по опорным поверхностям хвостов. Торцевые плоскости вставок не должны выступать за плоскость дисков. Замковые вставки удерживаются в осевом направлении пластинчатыми стопорами 6, которые устанавливаются аналогично пластинам, крепящим лопатки четвертой и пятой ступеней ротора. Кроме того, рабочая лопатка, насаженная на замковую вставку, прошивается на стыке с соседними лопатками цилиндрическими штифтами 9 Ø 6 мм. Штифты зачеканиваются в двух местах с обеих сторон диска.

Материал замковых вставок и штифтов — сталь 25Х1МФ, материал стопорных пластин — нержавеющая сталь 12Х13.

Для равномерного поджатия лопаток первых трех ступеней к опорным поверхностям грибов ротора производится чеканка дисков под хвостовыми частями лопаток аналогич-

но, так же как и в РСД. По замковым вставкам чеканка не производится.

Все лопатки РНД закрученные, имеют переменные сечения профиля по высоте. Рабочие лопатки первых двух ступеней связываются ленточными бандажми 11 в 28 пакетов из семи лопаток для первой ступени и в 29 пакетов из пяти лопаток для второй ступени. Ленточные бандажки надеваются на один ряд шипов лопаток первой ступени и на два ряда шипов 12 лопаток второй ступени. На ленточных бандажках после расклейки шипов вытаскиваются на первой ступени два и на второй ступени три кольцевых выступа, образующих вместе с козырьками диафрагм радиальное надбандажное уплотнение.

Ленточные бандажки первой ступени друг с другом по полкам образуют соединение «шип — паз», не имеющее зазора в осевом направлении. Полки бандажей второй ступени друг с другом по косому срезу имеют зазор 1,5 мм для возможности тепловых расширений. Лопатки первой ступени для обеспечения осевого уплотнения имеют кольцевой выступ на хвостовой части, выполняемый после сборки лопаток с диском ротора.

Лопатки третьей ступени объединены в 14 пакетов по восемь лопаток в каждом двумя рядами трубчатых бандажей 13. Трубчатые бандажки в лопатках пропущены через отверстия, выполненные в специальных утолщениях. Таких поясков в каждой лопатке два. Нижний ряд трубчатых бандажей смещен относительно верхнего ряда на четыре лопатки.

Лопатки четвертой ступени также объединены двумя рядами трубчатых бандажей в 15 пакетов по шесть лопаток в каждом. Нижний ряд трубчатых бандажей смещен относительно верхнего ряда на три лопатки.

Лопатки пятой ступени имеют один ряд трубчатых бандажей, которыми объединяются в 13 пакетов по восемь лопаток в каждом. Кроме того, лопатки пятой ступени имеют цельнофрезерованный бандаж 10.

Трубчатые бандажки свободно входят в отверстия профильных частей лопаток и удерживаются от смещения в тангенциальном направлении двумя шайбами 14, припаянными к бандажным трубкам. Бандажки соседних пакетов третьей и пятой ступеней соединены между собой с помощью стержня 8, а четвертой ступени с помощью трубки. Наружный диаметр соединительных вставок равен внутреннему диаметру бандажной трубки. Вставки 8 одним своим концом припаяются к бандажным трубкам со стороны спинки, а другим входят свободно в соседний бандаж. Пайка трубок, вставок и шайб выполняется серебряным припоем ПСр45. Материал труб-

чатых бандажей, вставки и шайб — нержавеющей сталь 12Х13.

На облопаченном роторе производятся вибрационные испытания, в результате которых определяются частоты собственных колебаний пакетов первой, второй и третьей ступеней. Сохранение собственных частот колебаний пакетов в процессе эксплуатации имеет большое значение для надежной работы турбины. Собственные частоты основного тона пакетов лопаток РНД для первой ступени 530 Гц, для второй ступени 340 Гц, для третьей ступени 250 Гц.

Лопатки четвертой и пятой ступеней РНД, а также лопатки одиннадцатой ступени РСД взвешиваются на моментных весах. Облопачивание ротора производится с учетом взвешивания лопаток: лопатки с одинаковыми моментными числами устанавливаются на диск в диаметрально противоположных точках, допускаемое отклонение массы лопатки от номинального не более $\pm 0,15$ кг.

Десять процентов от партии окончательно обработанных лопаток подвергается вибрационному контролю по основному тону колебаний.

7.5. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

Валы турбоагрегата испытывают напряжения разрыва, изгиба и кручения. Напряжения разрыва обусловлены наличием неуравновешенных осевых усилий и весьма невелики. Напряжения изгиба, вызываемые весовыми нагрузками ротора, также обычно невелики, так как размеры ротора, выбираемые из условия допустимых критических скоростей, обеспечивают достаточно малые напряжения изгиба.

Наиболее существенными являются напряжения кручения, вызываемые крутящим моментом, передаваемым валам. Максимального значения напряжения кручения достигают на концах роторов, где диаметры вала

минимальны, крутящий момент наибольший. Максимальное значение крутящий момент приобретает при коротком трехфазном замыкании на выводах генератора, при этом он может превосходить крутящий момент при номинальной нагрузке примерно в 6—10 раз. Значение крутящего момента при коротком замыкании и является определяющим при расчете на прочность соединительных муфт валопровода [10].

Роторы валопровода турбоагрегата связаны между собой муфтами (рис. 7.7). Соединительная муфта роторов высокого и среднего давления состоит из двух полумуфт 15 и 16, откованных заодно с поковками самих роторов и соединенных десятью призонными болтами. Роторы низкого давления и ротор среднего давления со стороны генератора имеют насаженные на концы валов кованые жесткие полумуфты. Каждая полумуфта связана с ротором, помимо сил трения, возникающих при горячей посадке, шестью цилиндрическими осевыми штифтами $10 \varnothing 60$ мм, равномерно расположенными по окружности. Диаметр штифтов полумуфт РСД 50 мм. Цилиндрические штифты от осевого смещения зачеканиваются и удерживаются специальными резьбовыми гайками 11.

Таким образом, передача крутящего момента от роторов насадным полумуфтам осуществляется с помощью цилиндрических штифтов.

На ротор генератора насажена кованая жесткая полумуфта 6. Посадка ее выполняется на коническую поверхность. Конус полумуфты пригоняется без зазора по валу так, чтобы расстояние торца полумуфты до углового заплечика вала составляло 110 мм. Затем полумуфта нагревается и насаживается до упора в заплечик вала ротора генератора. Крутящий момент передается через четыре призматические шпонки 14, по которым обеспечивается натяг 0,02—0,04 мм.

Полумуфты роторов НД-I и НД-II соединены между собой через промежуточную часть 7, откованную из стали 34ХНЗМ.

При сборке роторов в единый валопровод каждая пара полумуфт, кроме полумуфт

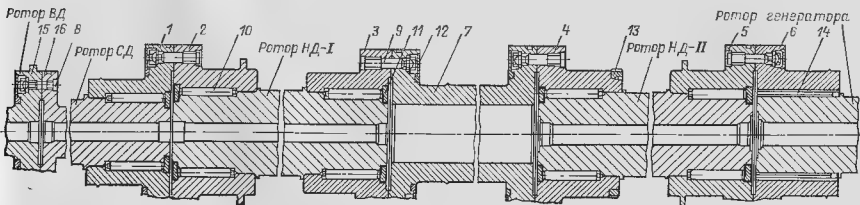


Рис. 7.7. Соединительные муфты:

1 — полумуфта ротора СД; 2 и 3 — полумуфты ротора НД-I; 4 и 5 — полумуфты ротора НД-II; 6 — полумуфта ротора генератора; 7 — промежуточная часть роторов НД-I и НД-II, 8 и 9 — призонные болты; 10 — цилиндрические штифты; 11 — специальные гайки; 12 — специальные шайбы; 13 — зубчатая шестерня датчика скорости; 14 — призматические шпонки; 15 — полумуфта ротора ВД; 16 — полумуфта ротора СД.

РНД-I 3 и промчasti 7, сбoлчивается 18 призонными болтами М48Х3, которые устанавливаются с суммарным зазором 0,02—0,04 мм. Гайки болтов 9 попарно стопорятся пластинчатыми шайбами. Полумуфта РНД-I и промчaсть соединены лишь 12 призонными болтами, так как на фланце полумуфты выполнены два ряда пазов (по три в каждом ряду), в которые устанавливаются кулачки валоповоротного устройства.

Особенность соединительных муфт турбоагрегата состоит в том, что гайки призонных болтов утопают в кольцевых пазах. Паза закрыты с торца специальными щитками 12. Головки призонных болтов также утоплены в расточках фланцев полумуфт. Такая конструкция позволяет исключить нагрев сливающегося масла за счет вентиляционного действия выступающих частей.

На полумуфте РНД-I стороны регулятора, а также на полумуфте РНД-II стороны генератора выполнены гребни для датчиков относительного перемещения роторов.

На хвостовой части полумуфты РНД-II стороны регулятора выполнена проточка, на которую насаживается зубчатая шестерня датчика скорости 13. Кроме того, зубчатая шестерня связана с полумуфтой при помощи двух цилиндрических осевых штифтов диаметром 12 мм. Штифты и шестерня по окружности зачеканиваются.

На фланце полумуфты РСД стороны генератора, на фланцах промежуточной части и на фланце полумуфты РНД-II стороны ге-

нератора выполнены кольцевые паза для установки балансировочных грузов для подбалансировки валопровода.

При сборке валопровода производится уравнивание призонных болтов с точностью до 10 г, а также контролируется момент затяжки болтов по их удлинению 0,2—0,25 мм.

При изготовлении полумуфт обеспечивается следующая точность основных поверхностей (не более), мм:

Радиальное и торцевое биение фланцев полумуфт и гребней датчиков относительного перемещения роторов	0,02
Неперпендикулярность плоскости прилегания специальных шайб и головки болта к оси отверстия на диаметре подрезки	0,05

Материал полумуфт — сталь 34ХНЗМ, призонных болтов — сталь 25Х1МФ, штифтов цилиндрических [44] — сталь 35ХМ.

Для переноски собранных роторов, для установки и выемки их из турбины в процессе монтажа или ремонта изготавливаются специальные приспособления (рис. 7.8), которые выполняются в виде сварных двутавровых балок (траверс), к верхней части которых привариваются две зубчатые рейки. На рейки устанавливаются стержни, на них надеваются тросовые петли, служащие для подъема роторов. Установка стержней на зубчатые рейки выполняется таким образом, чтобы центр масс ротора совпадал с осью крюка подъемного крана. Этим обеспечивается поднятие или опускание роторов без пере-

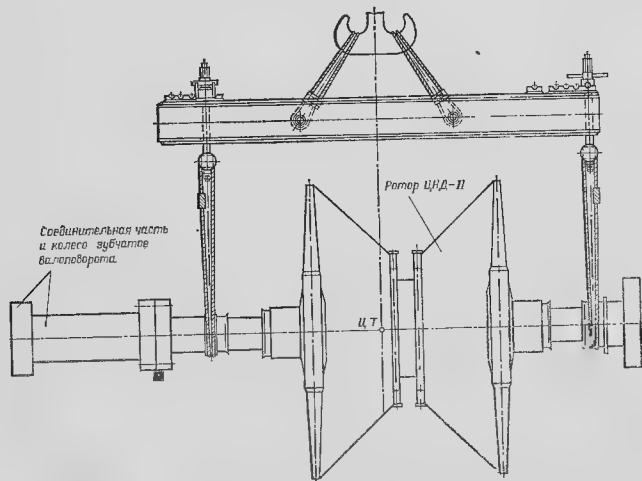


Рис. 7.8. Подъемное приспособление для роторов

коса их оси относительно плоскости горизонтального разреза турбины.

Для выполнения различных монтажных и ремонтных работ без выемки ротора из опор изготавливается приспособление для оживления роторов.

Приспособление состоит из верхнего и нижнего полуколец. Нижнее полукольцо закатывается на место маслоотбойника, верхнее полукольцо, опираясь своими фланцами на горизонтальный разъем опоры подшипника, охватывает сверху шейку ротора. При завинчивании в нижнее полукольцо болт, проходя через отверстие в верхнем полукольце, упирается в него своей головкой и подтягивает нижнее полукольцо к верхнему. Ротор приподнимается. Подъем до 0,2 мм контролируется с помощью индикатора

7.6. ВАЛОПОВОРОТНОЕ УСТРОЙСТВО

Для предотвращения теплового искривления роторов турбин перед пуском и после останова турбоагрегата производится вращение роторов валоповоротным устройством (ВПУ).

Выбор частоты вращения роторов валоповоротным устройством в известной мере определяет его конструкцию и мощность привода.

В турбине К-500-240-2 применено тихоходное ВПУ с частотой вращения роторов 0,07 с⁻¹. ВПУ (рис. 7.9) состоит из основных

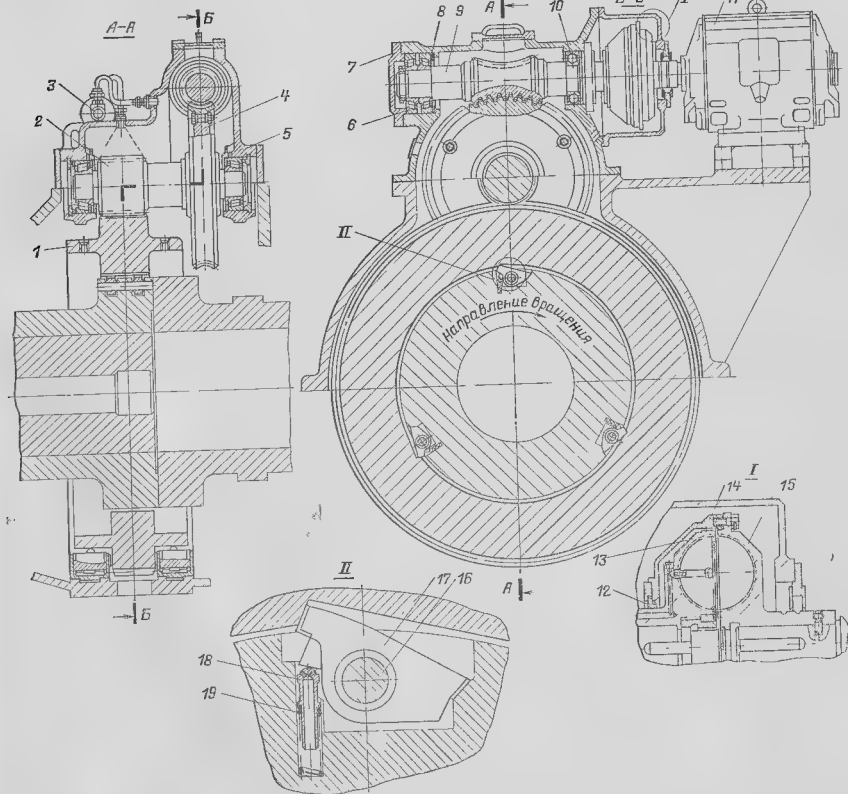


Рис. 7.9. Валоповоротное устройство:

1 — колесо, 2 — вал-шестерня, 3 — коллектор, 4 — колесо глобоидной передачи; 5 — корпус редуктора; 6 — подшипник опорно-упорный; 7 — крышка; 8 — кольцо дистанционное; 9 — черник; 10 — подшипник; 11 — электродвигатель; 12 — кольцо плавающее; 13 — турбинное колесо; 14 — кожух; 15 — насосное колесо; 16 — ось кулака; 17 — кулак; 18 — шток; 19 — пружина

узлов: электродвигателя, гидродинамической муфты, глобoidной червячной передачи, цилиндрической зубчатой передачи и обгонной муфты.

Применение гидростатического подъема роторов позволило существенно снизить требуемый пусковой момент ВПУ.

Приводом ВПУ турбины К-500-240-2 служит асинхронный электродвигатель мощностью 30 кВт с частотой вращения 24 с⁻¹.

Насосное колесо 15 гидромукты насажено на вал электродвигателя 11, турбинное 13 — на червяк 9 глобoidной передачи. Гидромукта закрыта кожухом 14, сболченным с насосным колесом. В кожухе установлено уплотнение с плавающим кольцом 12. Масло к гидромукте подводится из системы смазки турбоагрегата по каналам в корпусе редуктора и турбинном колесе. Слив масла из гидромукты производится через уплотнение кожуха.

Передача энергии в гидромукте происходит с отставанием ведомого вала от ведущего. Относительная разница частот вращения ведущего n_1 и ведомого n_2 валов гидромукты (скольжение) определяет КПД гидромукты:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1}; \eta = 1 - s.$$

На рис. 7.10 приведены данные осциллографирования времени разворота ротора электродвигателя и червяка ВПУ турбоагрегата К-500-240 2.

Первая ступень редуктора ВПУ — глобoidная червячная передача с передаточным числом 53. Применение глобoidной передачи вместо обычной червячной позволило существенно уменьшить габариты редуктора.

Подшипники червяка располагаются в расточках верхней части стального литого корпуса редуктора (поз. 5 на рис. 7.9). Колесо глобoidной передачи 4 устанавливается в расточку, ось которой совпадает с горизонтальным фланцем корпуса редуктора.

На червяке закреплены конические роликоподшипники 6 с большим углом конуса 27°, воспринимающие осевую и радиальную нагрузки, и шарикоподшипник 10, воспринимающий радиальную нагрузку.

Регулировка осевого положения червяка производится подрезкой дистанционного кольца 8 и торца

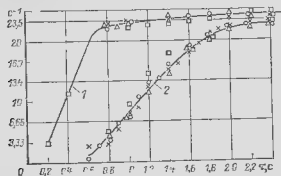


Рис. 7.10. Пуск ВПУ с гидромуктой:

1 — частота вращения ротора электродвигателя; 2 — частота вращения червяка

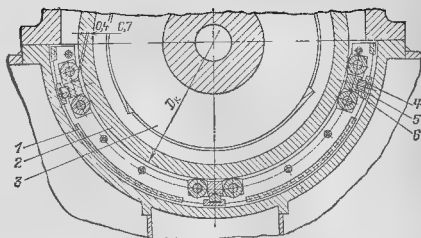


Рис. 7.11. Опора качения колеса цилиндрической передачи ВПУ:

1 — корпус опоры; 2 — колесо; 3 — ротор; 4 — прокладка; 5 — шпонка; 6 — каретка

крышки 7. Осевой свободный ход червяка в радиально-упорных подшипниках 0,07–0,10 мм. Червяк располагается строго симметрично относительно оси расточки колеса.

Установка червяка контролируется специальным приспособлением и калибром, укладываемым в расточки подшипников колеса.

Колесо глобoidной передачи насажено на вал — шестерню 2 с натягом и закреплено цилиндрическими шпонками и винтами.

Центровка колеса по червяку проводится по краске. При правильной центровке пятно контакта должно располагаться по центру зуба колеса. Положение колеса регулируется подрезкой упорных торцов колец, входящих в зазоры расточек корпуса редуктора и крышек подшипников. Осевой ход колеса в конических подшипниках 0,12–0,20 мм.

Корпус редуктора ВПУ горизонтальным фланцем устанавливается на крышку картера подшипника № 6 и крепится к ней шпильками и призонными болтами.

Вторая ступень ВПУ — цилиндрическая зубчатая передача с передаточным числом 6, 7. Общее передаточное число ВПУ — 355.

Зубчатое колесо (поз. 1 на рис. 7.9) устанавливается на двух опорах качения (рис. 7.11). Каждая опора состоит из корпуса 1, в котором расположены три каретки 6 с роликами, вращающимися на осях в подшипниках качения. Каретки устанавливаются на шпонки 5 с цилиндрической поверхностью контакта с опорной поверхностью корпуса каретки. Для регулирования радиального положения колеса под шпонки устанавливаются регулировочные стальные прокладки 4. Допускается смещение оси колеса относительно оси ротора не более 0,1 мм. При проверке центровки шейки зубчатого колеса должны быть прижаты к роликам нижних и правых кареток (если смотреть со стороны регулятора), между шейками колеса и верхними роликами левых кареток должен быть зазор 0,4–0,7 мм.

Обгонная муфта валоворотного устройства (рис. 7.9) состоит из трех пар кулачков 17, установленных на осях 16 в специальных пазах полушек ротора ЦНД-1 и упоров, выполненных на внутренней расточке колеса 1. В рабочее положение кулаки отжимаются пружинами 19. При работе ВПУ упоры колеса упираются в кулаки и крутящий момент передается ротору.

При пуске турбины ротор обгоняет колесо, центробежная сила, развиваемая кулачками при частоте вращения ротора 3 с⁻¹, преодолевает усилие пружин и кулаки утапливаются в пазах полушек.

Масло к ВПУ подводится из системы смазки к коллектору 3, откуда специальными солами подается на смазку глобoidной передачи, а также к цилиндрической передаче, к опорно-упорному подшипнику червяка и к гидромuфте. Опорный подшипник червяка смазывается распыленным маслом, заполняющим корпус редуктора при вращении червяка. Подшипники червячного колеса смазываются маслом, стекающим по стенкам корпуса редуктора.

Глобoidная передача проходит обкатку под нагрузкой и не требует пригоночных работ перед установкой на турбину и в процессе ревизий во время ремонтов

Наличие обгонной муфты обеспечивает простоту управления, а также надежность соединения и разобщения валоповоротного устройства с ротором турбоагрегата. Управление ВПУ сводится к включению и выключению электродвигателя валоповоротного устройства. Включение ВПУ может производиться при любой частоте вращения ротора турбоагрегата.

В процессе сборки ВПУ при монтаже турбины необходимо выполнять следующие операции:

1. Проверку центровки колеса поз. 1 (рис. 7.9) относительно муфты ротора. Допускаемая неконцентричность колеса относительно муфты 0,1 мм.

2. Проверку по краске центровки цилиндрической передачи. Контакт должен быть по всей длине зуба. При необходимости перецентровки производится замена пригонных болтов разьема корпуса редуктора

3. Проверку центровки электродвигателя к редуктору. Допускаемое смещение осей редуктора и электродвигателя не более 0,1 мм, излом осей не более 0,15 м на длине 1 м.

Глава восьмая

КОНДЕНСАЦИОННОЕ УСТРОЙСТВО, ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ ТУРБИНЫ К-500-240-2

8.1. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ И ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОНСТРУКЦИИ КОНДЕНСАТОРА

Среди основных требований, предъявляемых к современным конденсаторам, одними из главных являются обеспечение высоких теплотехнических показателей и удовлетворение эксплуатационных требований при высокой степени надежности оборудования с учетом блочности турбоустановки и сверхкритических параметров.

Решение вышеперечисленных требований, в свою очередь, должно основываться на оптимальных конструктивно-технологических показателях.

Высокие теплотехнические показатели конденсатора определяются главным образом эффективной работой его трубного пучка и характеризуются:

равномерной паровой нагрузкой различных участков трубного пучка;

минимальным уровнем парового сопротивления;

отсутствием переохлаждения конденсата; высокой степенью деаэрации конденсата с обеспечением в нем нормативных показателей по кислороду;

оптимальными аэродинамическими условиями движения отработавшего пара из выхлопного патрубка ЦНД к трубному пучку конденсатора.

Особенности турбоустановки и эксплуатационные требования обеспечиваются:

наличием соответствующих устройств в конденсаторе, удовлетворяющих различным режимам работы блока;

повышенной плотностью конденсатора по водяной стороне в условиях длительной эксплуатации;

конструктивным решением по конденсационному устройству, исключающим останов блока при нарушении плотности как по водяной, так и по паровой стороне.

В соответствии с количеством ЦНД в конденсационной установке приняты два конденсатора — по одному на каждый ЦНД. Конденсаторы являются однопоточными по воде, т. е. имеют по одному подводящему и сливному патрубку. Определено это невозможностью компоновки на одном конденсаторе четырех (два подводящих и два сливных) циркуляционных водоводов сравнительно большого диаметра. Применение однопоточных конденсаторов, в свою очередь, привело к их объединению по паровому пространству для предотвращения полной потери мощности блока при вынужденном отключении одного из конденсаторов.

Конденсаторы связаны с ЦНД переходными патрубками, между которыми установлены так называемые перепускные патрубки, объединяющие паровое пространство двух конденсаторов. В связи с тем, что в фундаменте турбоустановки между ЦНД установлена дополнительная колонна, подпирающая поперечную балку, связь по паровому пространству осуществляется двумя перепускными патрубками, площадь которых принята максимально возможной из условия их расположения в фундаменте и на переходном патрубке и составляет примерно 25% площади выхлопа ЦНД. В соответствии с этим при отключении одного конденсатора мощность блока должна быть снижена примерно на 50—40%.

Проведенные испытания блока с одним отключенным конденсатором подтвердили [53] возможность ра-

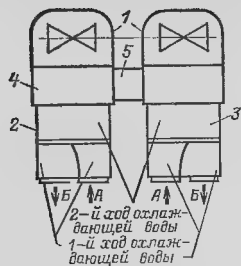


Рис. 8.1. Конструктивно-технологическая схема узла «турбина — конденсатор»:

1 — ЦНД; 2 — конденсатор левый; 3 — конденсатор правый; 4 — патрубок переходный; 5 — перепуск; А — подвод охлаждающей воды; Б — слив охлаждающей воды

боты при мощности 60–70%. Перепускные патрубки конструктивно выполнены с системой компенсаторов, которая, с одной стороны, обеспечивает компенсацию температурных удлинений ЦНД от своих фикс. пунктов, а с другой — воспринимает усилия от атмосферного давления на стенки переходного патрубка в зоне расположения компенсаторов.

Конструктивно-технологическая схема узла ЦНД — конденсатор показана на рис. 8.1.

Соединение переходного патрубка с турбиной и конденсатором осуществляется при помощи сварки, поэтому для компенсации температурных удлинений выпускного патрубка ЦНД от опорных лап, переходного патрубка и корпуса конденсатора последний устанавливается на пружинных опорах, которые, в свою очередь, устанавливаются на бетонные подушки фундамента турбоустановки.

Для обеспечения нестационарных режимов работы блока (пуск и сброс нагрузки) предусмотрены специальные приемно-сбросные устройства, через которые осуществляется прием пара в конденсаторы, а также устройство для приема растопочной воды котлов.

В днище конденсатора расположены конденсатороборники дезаэрированного типа, предназначенные для сбора конденсата с одновременной дополнительной его дезаэрацией. В конденсатороборнике поддерживается постоянный уровень конденсата, чем обеспечивается необходимый подпор на всасе конденсатных насосов. Емкость конденсатороборников выбрана из условия обеспечения указанного подпора исходя из времени срабатывания клапана рециркуляции и производительности конденсатных насосов.

Общий вид конденсационной установки представлен на рис. 8.2.

Технические (расчетные) данные конденсатора:
Поверхн. сть. охлаждения, м² 11 520

Рис. 8.2. Конденсационная установка:

1 — турбинный пучок; 2 — трубки сливные; 3 — турбиновый канал для пара; 4 — боковой канал для пара; 5 — щиты паровые; 6 — воздухоохладитель; 7 — конденсатор правый; 8 — конденсатор левый; 9 — конденсатор-сборник; 10 — водяная камера задняя; 11 — опора пружинная; 12 — водяная камера передняя; 13 — патрубок переходный; 14 — приемно-сбросное устройство; 15 — перепуск; А — вход отработавшего пара; Б — вход сбрасываемого пара; В — отсос паровоздушной смеси; Г — подвод охлаждающей воды; Д — слив охлаждающей воды; Е — отвод конденсата

Вакуум, кПа (кгс/см²) 4.41 (0,045)
Температура охлаждающей воды, °С 15
Паровое сопротивление, кПа (кгс/см²) 0,46 (0,0047)
Гидравлическое сопротивление, кПа (кгс/см²) 40 (0,4080)
Диаметр трубок $d_{\text{пар}}/d_{\text{вп}}$, мм/мм 28/26
Длина трубок, м 9

8.2. КОМПОНОВКА ТРУБНОГО ПУЧКА. ОТДЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНДЕНСАТОРА

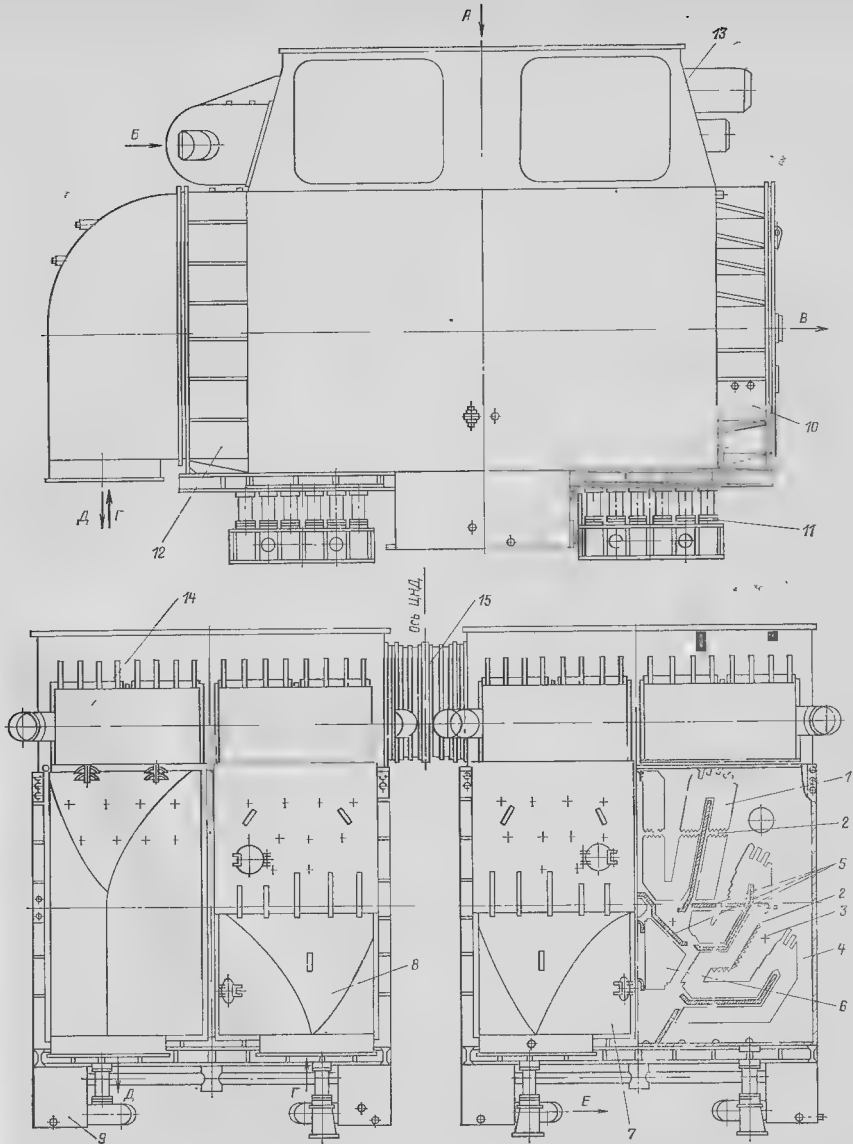
Аэродинамические исследования модели двухпоточного ЦНД, каким является ЦНД турбины К-500-240, показали, что основной поток пара, выходящего из последней ступени, располагается у торцевых стенок ЦНД, т. е. вдоль продольных стенок конденсатора. В соответствии с этим для конденсатора турбины принята компоновка трубного пучка с боковыми проходами и центральным отсосом воздуха при нисходящем потоке пара. При таком варианте компоновки воздухоохладитель располагается в центре трубного пучка, а на последний пар поступает по всему внешнему периметру.

Трубный пучок выполнен в виде многократно свернутой ленты, симметричной относительно вертикальной оси конденсатора, с глубокими проходами на внешней стороне пучка. При этом увеличивается «живое» сечение на стороне входа пара в трубный пучок и благодаря увеличению его входного периметра достигается приемлемый уровень скорости пара при входе в трубный пучок, что приводит к снижению парового сопротивления. Принятое в ленте число рядов трубок 12–14 также способствует этому.

Для снижения парового сопротивления во внутренней части трубного пучка также выполнены проходы для паровоздушной смеси к зоне воздухоохладителя, которой является специально выделенная часть трубного пучка (8–10% общего количества трубок).

Воздухоохладитель расположен во внутренней части трубного пучка с тем, чтобы к нему не поступал пар помимо основного пучка, выполнен разсужающимся в сторону места отсоса воздуха из конденсатора и отделен от остальной части трубного пучка паровыми щитами с тем, чтобы паровоздушная смесь после основного трубного пучка не попала бы к месту отсоса, минуя воздухоохладитель.

Свободный доступ пара через боковые проходы в нижнюю часть трубного пучка, а также во внешние «тупиковые» проходы, ширина которых определена расчетным путем с учетом оптимальных скоростей пара в этих



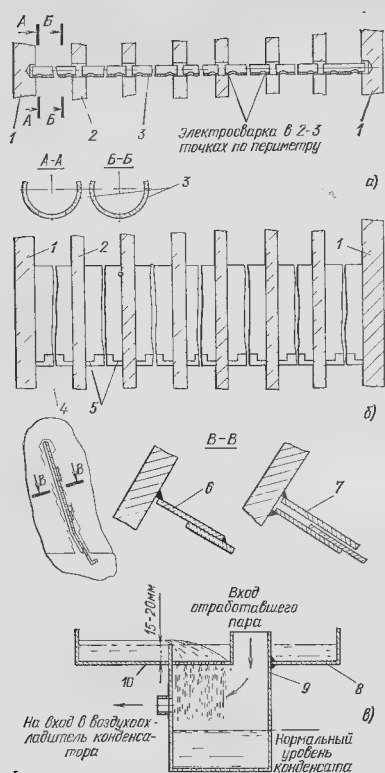


Рис. 8.3. Узлы конструкции конденсатора:

а — установка сливных трубок; б — установка щитов паровых, в — установка и схема работы деаэрационного конденсаторосборника; 1 — трубные доски концевые; 2 — трубные доски промежуточные; 3 — трубка сливная, 4 — щит паровой; 5 — вырезы в щите паровой; 6 — крепление щита к концевым трубным доскам, 7 — крепление щита к одной из смежных промежуточных трубных досок; 8 — днище конденсатора, 9 — конденсаторосборник; 10 — дырчатый лист конденсаторосборника

местах, обеспечивает хорошую регенерацию и деаэрацию конденсата, сконденсировавшегося на вышележащих трубках и стекающего в нижнюю часть конденсатора.

Снижению парового сопротивления конденсатора, предотвращению переохлаждения конденсата и аэрации его, а значит, повышению деаэрационной способности трубного пучка способствуют предусмотренные в конструкции конденсатора такие мероприятия, как установка сливных трубок и паровых щитов. Сливные трубки представляют собой

кoriesобразные желобки, устанавливаемые в нижних рядах ленты туликовых проходов между трубными досками и имеющие по концам отверстия для стока конденсата (рис. 8.3). Конденсат, поступающий в сливные трубки с вышележащих рядов труб, отводится к трубным доскам, стекает по ним в нижнюю часть конденсатора и не переохлаждается на нижележащих трубках.

Для этой же цели во внутренних проходах трубного пучка установлены паровые щиты, по которым попадающий на них конденсат отводится к трубным доскам и через вырезы в щитах сливается по трубным доскам в нижнюю часть конденсатора. Для выравнивания давления паровоздушной смеси по обе стороны щита предусмотрены сварные втулки, выступающие над щитом с верхней стороны, что предотвращает перекрытие отверстий конденсатором, стекающим по щиту.

Перечисленные выше конструктивные решения способствуют предотвращению аэрации конденсата и обеспечивают содержание кислорода в конденсате в соответствии с ПТЭ, т. е. не выше 20 мкг/л.

Из условий транспортировки по железной дороге конденсатор не может быть полностью собран на заводе, и поэтому предусмотрено изготовление конденсатора и его элементов отдельными транспортабельными блоками, сборка и сварка которых выполняется на монтажной площадке. Корпус конденсатора выполнен из четырех продольных частей, переходный патрубком из двух частей, отдельно поставляются водяные камеры (передняя и задняя), специальные опорные рамы конденсатора (в дальнейшем заменены опорными балками), блоки опор и другие узлы.

Каждая продольная часть корпуса с целью обеспечения соосности отверстий в основных и промежуточных трубных досках изготавливается на специальных блоках с соответствующей центровкой трубных досок по отверстиям при помощи струны.

Для сохранения в процессе транспортировки геометрических форм и размеров свариваемых на монтаже частей корпуса, переходного патрубку, водяных камер перечисленные элементы укрепляются швеллерами жесткости, которые удаляются в процессе сборки узлов.

Переходный патрубок представляет коробчатую сварную конструкцию. Для подкрепления стенок внутри патрубка сварены продольные и поперечные распорные стержни в несколько ярусов, которые также являются опорами для паропроводов отборов, проходящих от ЦНД через переходный патрубок к соответствующему подогревателю низкого давления. На переходном патрубке также

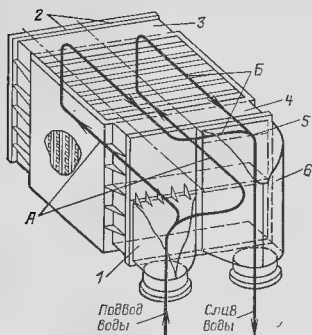


Рис. 8.4. Конструктивная схема движения охлаждающей воды в конденсаторе:

1 - крышка подвода воды; 2 - крышка задней водяной камеры; 3 - водяная камера задняя; 4 - водяная камера передняя; 5 - переходный лист крышки слива воды; 6 - крышка слива воды; А - первый ход охлаждающей воды; Б - второй ход охлаждающей воды

расположены приемно-сбросные устройства, приварка которых к стенке патрубков осуществляется при монтаже конденсатора.

Для удаления из водяных камер конденсатора в процессе эксплуатации вместе с водой выделяющегося при нагреве охлаждающей воды воздуха без подключения эжекторов циркуляционной системы сливные циркуляционные водоводы, как правило, присоединяются к верхним частям водяных камер конденсатора. Однако в конденсаторах турбины К-500-240-2 при больших расходах охлаждающей воды и соответственно больших диаметрах циркуляционных водоводов такая их компоновка практически неосуществима. В связи с этим была разработана и применена специальная конструкция крышек передних водяных камер, у которых патрубки подвода и слива охлаждающей воды расположены в нижней части конденсатора, а также обеспечивается отвод охлаждающей воды из верхней части водяной камеры и тем самым требование об удалении воздуха с водой без постоянной работы эжектора циркуляционной системы. При этом по воде конденсатор является двухходовым с расположением первого хода в нижней половине конденсатора, а второго в верхней. Конструктивная схема движения охлаждающей воды представлена на рис. 8.4

Нагрузка от «сухого» конденсатора вместе с переходным патрубком воспринимается четырьмя пружинными опорами, расположенными вдоль корпуса конденсатора по две с каждой стороны.

Для придания общей жесткости конденсатору к днищу его приварены две (по одной

с каждой стороны) продольные Т-образного сечения сварные балки, через которые нагрузка передается на опоры.

На первых турбинах конденсатор устанавливался на сварную раму, которая приваривалась к днищу и одновременно служила площадкой для монтажа конденсатора. В последующем необходимость в такой конструкции отпала и рама заменена балками.

8.3. ОСОБЕННОСТИ ОТДЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ КОНДЕНСАТОРА

Приемно-сбросные устройства (рис. 8.5) расположены на торцевых стенках переходных патрубков конденсаторов и обеспечивают присем и сброс в конденсатор свежего пара помимо турбины после БРУ-К, последующего охлаждения, многократного дросселирования как при работе турбоагрегата в пусковых режимах, так и при внезапном сбросе нагрузки. Расходы сбрасываемого пара достигают 60% расхода пара через стопорный клапан турбины. Конструкция приемно-сбросного устройства позволяет, помимо снижения давления, регулировать температуру поступающего в конденсатор пара за счет изменения количества подаваемого на впрыск охлаждающего конденсата. Конечная температура сбрасываемого пара должна поддерживаться на 10–20 °С выше температуры насыщения при данном давлении в конденсаторе, т. е. пар должен поступать в конденсатор слегка перегретым, что обеспечивает испарение впрыскиваемого конденсата. Соблюдение такого режима работы приемно-сбросного устройства вызвано необходимостью предотвратить захлаживание и коррозионное обоймы ЦНД в случае поступления из сбросного устройства пароводяной смеси с неиспарившейся влагой.

Конструктивно приемно-сбросное устройство выполнено в виде набора концентрически расположенных колец, зазор между которыми для прохода пара смещен на полшага

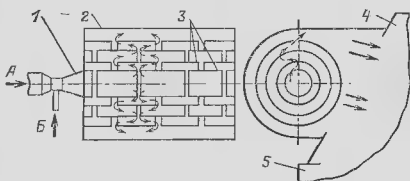


Рис. 8.5. Конструктивная схема и схема выключения приемно-сбросных устройств:

1 - уплотнитель пара; 2 - корпус приемно-сбросного устройства; 3 - кольцевые кожухи приемно-сбросного устройства; 4 - патрубок сбросной воды; Б - конденсатор; А - подвод сбрасываемого пара; Б - подвод охлаждающего конденсата

га относительно зазора в радиально расположенном соседнем наборе колец.

Предварительно увлажненный и дросселированный в специальном увлажнителе пар, проходя от центра устройства к периферии через кольцевые зазоры, многократно расширяясь, снижает давление до приемлемых расчетных значений. Многократное изменение направления движения способствует полному испарению взвешенных частиц конденсата. В каждой ступени дросселирования перепад давления близок к критическому, чем вызван значительный шум при срабатывании приемно-сбросного устройства.

Каждый конденсатор имеет по два конденсатосборника, расположенных у боковых стенок в средней части конденсатора. Конденсатосборники — это емкости для сбора конденсата, обеспечивающие поддержание уровня конденсата в заданных пределах при срабатывании клапана рециркуляции. Кроме того, они предназначены для обеспечения необходимого подпора на всасе конденсатных насосов благодаря сохранению постоянно уровня конденсата.

Основная деаэрация конденсата предусматривается на трубном пучке, однако возможны режимы работы конденсатора, например, при малых нагрузках или при низкой температуре охлаждаемой воды, при которых наблюдается уменьшение зоны массовой конденсации и распространение зоны охлаждающей паровоздушной смеси за пределы воздухоохлаждителя.

В этом случае из-за ухудшения условий регенерации содержание кислорода в конденсате повышается, и поэтому необходима дополнительная деаэрация конденсата в конденсатосборниках, которые выполнены деаэрационными благодаря ряду конструктивных решений.

В конденсаторе применены деаэрационные конденсатосборники струйного типа. Конденсатосборник, представленный на рис. 8.3, вваривается в днище конденсатора таким образом, чтобы кромки стенок возвышались над днищем конденсатора на 10–20 мм. Это, с одной стороны, способствует образованию зеркала конденсата, разлитого по днищу конденсатора, что создает условия поверхности деаэрации конденсата, с другой стороны, обеспечивается перелив конденсата на дырчатый лист конденсатосборника, откуда конденсат сливается струями, которые омываются поперечным потоком отработавшего пара, поступающего из выхлопного патрубка ЦНД за счет перепада давлений на основной части трубного пучка (на «ленте»). Такой принцип работы деаэрационного конденсатосборника является наиболее экономичным, так как осуществляется без энергетических затрат с использованием теплоты отработавшего пара.

В конструкциях конденсатосборника предусмотрены распорные стержни, укрепляющие

плоские стенки его от атмосферного давления. Для обеспечения плавного отвода конденсата патрубок выхода, расположенный в нижней части конденсатосборника, выполнен коническим в сторону отвода к конденсатному насосу. На конденсатосборниках установлены водомерные стекла и предусмотрены необходимые присоединения для датчиков регулирования уровня конденсата.

Одним из важных условий, обеспечивающих нормальную по вакууму эксплуатацию конденсатора, является поддержание в должном состоянии чистоты поверхности теплообмена по водяной стороне.

Наиболее рациональным является непрерывный метод очистки трубок конденсатора, при котором очистка осуществляется в процессе работы конденсатора без снижения мощности. Такая очистка трубок осуществляется резиновыми шариками, циркулирующими по замкнутому контуру внутри трубок конденсатора. Известны две разновидности такого метода — в первом случае применяются губчатые резиновые шарики, имеющие диаметр больше внутреннего диаметра трубок, во втором — плотные резиновые шарики по диаметру на 2 мм меньше внутреннего диаметра трубок. В конденсаторе турбины К-500-240-2 применяется метод непрерывной очистки трубок при помощи плотных резиновых шариков диаметром 24 мм.

Схема системы самоочистки трубок конденсатора представлена на рис. 8.6.

Шарики, введенные в систему через загрузочную камеру 5, водоструйным эжектором 6 подаются в поток циркуляционной воды на входе в конденсатор, подхватываются потоком и вместе с водой поступают в трубки конденсатора. Двигаясь по трубке, шарики пре-

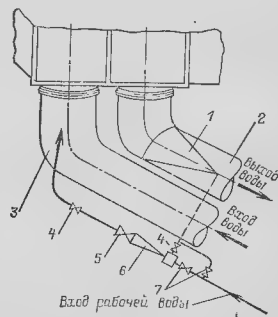


Рис. 8.6. Схема устройства самоочистки трубок конденсатора:

1 — корпус шарикоулавливающий, дырчатый; 2 — сливной циркуляционный водовод; 3 — подводный циркуляционный водовод; 4 — задвижка шиберная; 5 — загрузочная камера; 6 — эжектор водоструйный; 7 — запорный вентиль.

пятствуют образованию отложений на ее поверхности и тем самым предотвращают ухудшение коэффициента теплопередачи.

В сливном ширковыводе 2 установлены шарикоулавливающие сетки 1, через вырезы в которых вода проходит в сливной водовод, шарики поступают на всас эжектора системы и вновь направляются на вход в конденсатор вместе с потоком циркуляционной воды. Шарикоулавливающие сетки выполнены коническими для увеличения проходного сечения, свободного слива циркуляционной воды и предотвращения повышения гидравлического сопротивления конденсатора. При этом суммарная площадь вырезов в конической сетке должна быть в 2-3 раза больше сечения сливного трубопровода. Вырезы в сетках имеют овальную форму шириной 12 мм и выполнены штамповкой. Количество шариков, циркулирующих в системе, выбирается из расчета 30—35% общего числа трубок и составляет 10 тыс. шт. на установку.

Для устойчивой работы водоструйного эжектора каждой системы самоочистки необходима подача рабочей воды $40 \text{ м}^3/\text{ч}$ при давлении $0,49 \text{ МПа}$ (5 кгс/см^2).

Нормальная работа системы непрерывной шарикоочистки может быть обеспечена при тщательной наладке всех узлов в процессе эксплуатации. Следует отметить, что система самоочистки губчатými шариками является более эффективной.

Все корпусные детали конденсатора с переходным патрубком, эжекторов, маслоохладителей и других элементов выполнены сварными из проката стали ВСтЗсп5, а также различного профильного проката из стали 20.

Особое внимание уделено выбору материала конденсаторных труб. Как правило, выбор материала трубок определяется качеством охлаждающей воды.

С учетом этого в конденсаторах первых турбин применялись латунные трубки марки Л1-68. Однако в последующем для повышения надежности работы оборудования принято решение о применении в конденсаторах, маслоохладителях (аппаратах, охлаждаемых циркуляционной водой) и для однотипности в эжекторах более коррозионно-стойкого материала — медно-никелевого сплава марки МНЖМц-5-1-1, имеющего химический состав: никель — 5%, железо — 1%, марганец — 1%, примеси — менее 0,3%, остальное медь. Трубки из указанного сплава поставляются по соответствующим техническим условиям заводов-изготовителей после низкотемпературного отжига не травленными со следующими механическими свойствами: предел прочности $\sigma \geq 294 \text{ МПа}$ (30 кгс/мм^2), относительное удлинение $\delta \geq 10\%$.

8.4. ВОЗДУХООТСАСЫВАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Главные воздухоотсасывающие устройства конденсационной установки по своему функциональному назначению делятся на три группы — основные, пусковые конденсатора и пусковые циркуляционной системы. Помимо

того, в турбоустановке предусмотрено воздухоотсасывающее устройство системы концевых уплотнений.

По принципу работы отсос паровоздушной смеси во всех воздухоудаляющих устройствах осуществляется за счет эжектирующего эффекта потока рабочего тела в эжекторах. За исключением пускового эжектора конденсатора, где рабочим телом является вода, во всех остальных воздухоотсасывающих устройствах рабочим телом эжекторов является пар.

Пароструйные воздухоотсасывающие устройства (основные эжекторы и эжектор уплотнений), функционирующие постоянно вместе с работой турбоустановки, имеют промежуточные и конечные холодильники, чем обеспечивается сохранение и возврат в цикл конденсата рабочего пара с использованием его тепла для нагрева конденсата. Пароструйные эжекторы циркуляционной системы не имеют холодильников, работают на выхлоп в атмосферу, поскольку включаются периодически при пусках и при возможном скоплении воздуха в верхней части водяной камеры на сливе из конденсатора (опасность срыва сифона), и поэтому в данном случае усложнение схемы и конструкции введением холодильника является нецелесообразным.

Эжектор основной ЭП-3-50/150 (рис. 8.7) предназначен для отсоса паровоздушной смеси из конденсатора и поддержания в нем вакуума, имеет три ступени сжатия, два промежуточных и один конечный охладитель, размещенные в различных отсеках корпуса. Эжектор состоит из стального сварного корпуса 1, верхней крышки с соплами и диффузорами 2, водяной камеры 4 и трубной системы 3.

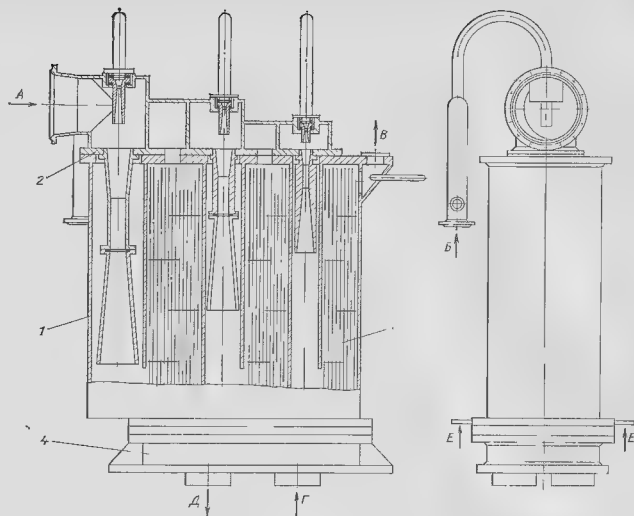
Корпус эжектора разделен стенками и вертикальными перегородками на камеры, в которых размещены диффузоры и охладители первой, второй и третьей ступени.

К верхнему фланцу корпуса шпильками крепится крышка эжектора, представляющая собой три сварные между собой и приваренные к общему фланцу камеры смешения с размещенными в них соплами, к которым из парового коллектора подводится рабочий пар. К всасывающей камере первой ступени приварен входной приемный патрубок подвода паровоздушной смеси из конденсатора.

Во фланце крышки имеются три посадочных отверстия для установки в них диффузоров трех ступеней сжатия. Сопла и диффузоры каждой ступени располагаются строго соосно, что обеспечивается обработкой отверстий под соответствующие сопла и диффузоры с одной установки. К нижнему фланцу корпуса болтами и шпильками крепится трубная доска с развальцованными в ней V-образными трубками $\varnothing 19 \times 1 \text{ мм}$, образующими охладители первой, второй, третьей ступеней. Для обеспечения интенсивной конденсации пара и охлаждения паровоздушной смеси охладитель каждой ступени разделен горизонтальными перегородками, образующими несколько ходов для перехода паровоздушной смеси. Вместе с трубной доской к фланцу корпуса крепится сварная водяная камера, разделенная

Рис. 8.7. Эжектор основной пароструйный:

1—корпус; 2—крышка с соплами и диффузорами; 3—трубная система; 4—водяная камера; А—вход паровоздушной смеси; Б—подвод рабочего пара; В—выход воздуха; Г—вход охлаждающего конденсата; Д—выход охлаждающего конденсата; Е—присоединение гидрозатворов



перегородкой на два отсека, к которым приварены па трубки для входа и выхода охлаждающего конденсата

Днище водяной камеры одновременно является опорной плоскостью при установке эжектора на площадке обслуживания.

Паровоздушная смесь, поступающая во всасывающую камеру эжектора благодаря разности давлений в конденсаторе и в камере смешения, увлекается струей пара, выходящей из сопла, и через камеру смешения направляется в диффузор первой ступени.

При движении смеси по диффузору происходит ее сжатие до давления, установившегося в охладителе первой ступени. Выходящая из диффузора смесь через отверстие в стенке корпуса поступает в нижнюю его часть и проходит через пучок охлаждающих трубок этой ступени, направляясь перегородками трубной системы вверх. При этом происходит конденсация пара, находящегося в смеси, в том числе и рабочего.

Несконденсировавшаяся часть пара вместе с отсасываемым воздухом поступает во всасывающую камеру второй ступени, где движение паровоздушной смеси и процессы совершаются аналогично происходящему в предыдущей ступени, но до давления, установившегося в охладителе второй ступени. Аналогичный процесс происходит в третьей ступени эжектора, в диффузоре которого сжатие смеси достигает величины, достаточной для преодоления парового сопротивления охладителя этой ступени и внешнего атмосферного давления.

Благодаря разности давлений по ступеням эжектора слив конденсата из каждой ступени осуществляется каскадно — из третьей ступени охладителя во вторую через гидрозатвор высотой 8 м, из второй — в первую через гидрозатвор высотой 3 м, откуда по трубопроводу самоектом в нижнюю часть конденсатосборника конденсатора

Охлаждающей средой в охладителях эжектора является основной конденсат, поступающий параллельно в трубки первой, второй, третьей ступеней, что обесп-

печивается соответствующим расположением перегородки водяной камеры.

Пароструйный основной эжектор ЭП 3-50/150 рассчитан для работы на паре с параметрами $p=0,49$ МПа (5 кгс/см^2), $t=156^\circ\text{C}$ при расходе 2000 кг/ч.

При указанных параметрах и отсосе паровоздушной смеси с содержанием воздуха 50 кг/ч эжектор создает в приемном патрубке разрежение, соответствующее давлению 3,03 кПа ($0,031 \text{ кгс/см}^2$).

В каждой турбоустановке предусмотрены два основных эжектора, из них один — рабочий, второй — резервный.

Важным условием обеспечения нормальной работы эжектора является соблюдение высокой плотности соединений элементов конструкции, исключаяющей притессы воздуха в корпус эжектора, а также тщательное уплотнение между ступенями, находящимися в рабочих условиях под различным давлением.

Помимо этого следует соблюдать обязательное требование, чтобы дренажный трубопровод слива конденсата из первой ступени имел уклон в сторону конденсатора, не имел обратных уклонов, гнбы трубопровода выполнены по радиусу не менее 3—5 диаметров трубопровода.

Эжектор пусковой конденсатора (рис. 8.8) является водоструйным и предназначен для быстрого углубления вакуума в паровом пространстве конденсатора при пуске конденсационной установки, что обеспечивается его высокой производительностью.

Эжектор состоит из цилиндрической камеры смешения 2, в верхний фланец которой установлено сопло 3, а в обечайку вварен приемный патрубок отвода воздуха из конденсатора, диффузора 1, помещенного в кожух-трубу, который болтовым соединением крепится к нижнему фланцу камеры смешения.

Эжектор при помощи лап, приваренных к камере смешения, устанавливается и крепится на элементах площадки турбоустановки

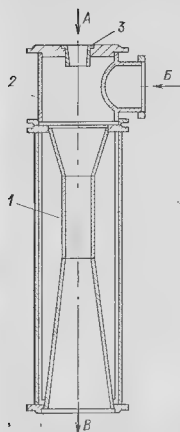


Рис. 8.8. Эжектор пусковой конденсатора:

1 — диффузор; 2 — камера смешения; 3 — сопло; А — подвод рабочей воды; В — вход отсасываемого воздуха; В — выход воздушнопаровой смеси

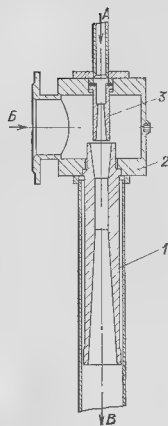


Рис. 8.9. Эжектор пусковой циркуляционной системы

1 — диффузор; 2 — камера смешения; 3 — сопло; А — подвод рабочего пара; В — вход отсасываемого воздуха; В — выход паровоздушной смеси

Струя воды, поступающая из сопла с большой скоростью в камеру смешения, захватывает окружающие частицы воздуха, создавая при этом разрежение в камере смешения. Смесь воды с воздухом проходит диффузор, сжимается в нем и выбрасывается в сливной водовод. Рабочая вода подается в эжектор специальным насосом.

При давлении рабочей воды 0,6 МПа (60 м вод. ст.), температуре 15°C и расходе 900 м³/ч производительность эжектора по сухому воздуху составляет 100 кг/ч при давлении всасывания $p = 4,9$ кПа (0,05 кгс/см²).

Эжектор пусковой циркуляционной системы ЭП-1-150 — аппарат одноступенчатого сжатия паровоздушной смеси (без охладителя смеси) (рис. 8.9), предназначен для отсоса паровоздушной смеси из циркуляционной системы конденсатора как при пуске турбоустановки, так и автоматически при ее работе в случае скопления воздуха в сливной водяной камере конденсатора. Импульсом для автоматического включения в работу эжектора служит падение уровня воды в водяной камере ниже обусловленного.

Эжектор состоит из цилиндрической камеры смешения 2 с патрубком для подвода отсасываемого воздуха, сопла 3 и диффузора 1, соосно установленных на камере смешения. Диффузор размещается внутри выхлопного трубопровода. Работа эжектора заключается в создании разрежения перед ним и сжатия отсасываемого воздуха до давления, превышающего атмосферное. Паровая струя, выходящая из сопла, увлекает отсасываемую среду и сжимает ее в диффузоре.

Минимальное давление рабочего пара перед соплом эжектора 0,49 МПа (5 кгс/см²), при этом расход пара составляет 1500 кг/ч.

Производительность эжектора по сухому воздуху составляет 150 кг/ч при давлении на входе 24 кПа (0,245 кгс/см²).

Эжектор системы концевых уплотнений (рис. 8.10) предназначен для отсоса паровоздушной смеси из крайних отсеков уплотнений роторов турбин. Конструктивно выполнен в

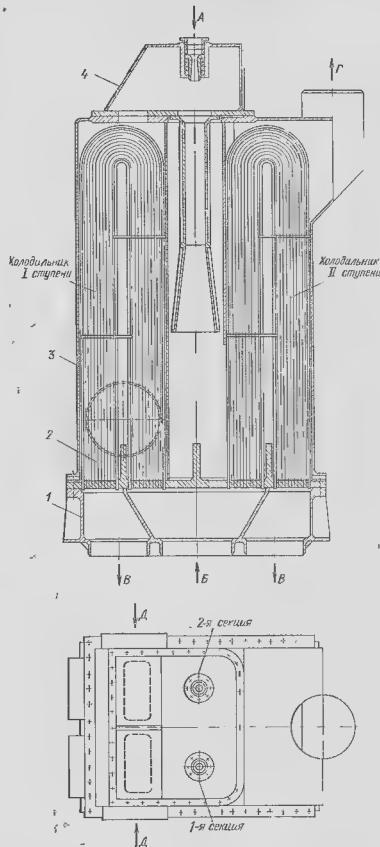


Рис. 8.10. Эжектор системы концевых уплотнений двух-секционный:

1 — камера водяная; 2 — трубная система; 3 — корпус; 4 — крышка с соплами и диффузорами 1 и 2 секций; А — под вод рабочего пара; В — подвод охлаждающего конденсата; В — отвод охлаждающего конденсата; Г — выход паровоздушной смеси; Д — выход паровоздушной смеси

виде единого двухсекционного аппарата с автономными параллельно работающими секциями

Эжектор системы концевых уплотнений состоит из камеры смещения (разделенной перегородкой на две части), на которой крепится проточная часть собственно эжекторов (сопла и диффузоры), двух секций, трубой системы 2 охладителей первой и второй ступеней, состоящий из U-образных трубок, развальцованных в общей трубной доске, водяной камеры 1 с перегородкой, обеспечивающей два хода охлаждающего конденсата по трубкам охладителей, и общего корпуса 3, к верхней части которого крепится камера смещения, к нижнему фланцу — трубная система и водяная камера. Собственно эжекторы расположены между охладителями первой и второй ступени. При этом охладитель второй ступени является общим для обеих секций. Для интенсификации теплообмена и тем самым улучшения работы охладителей в межтрубном пространстве охладителей установлены перегородки, обеспечивающие несколько ходов паровоздушной смеси. Обе секции имеют равную производительность и могут работать как порознь, так и одновременно, что представляет определенные эксплуатационные преимущества, так как имеется возможность обеспечить надежную работу системы концевых уплотнений в зависимости от их состояния включением в работу лишь одной секции, либо двух.

Эжектируемая паровоздушная смесь засасывается в один из охладителей первой ступени, конденсируется в нем, воздух и неконденсировавшийся пар поступают на всас соответствующей проточной части собственно эжектора. Паровоздушная смесь, сжатая в диффузоре до давления, превышающего атмосферное, поступает в охладитель второй ступени, где конденсируется часть пара, после чего оставшаяся часть пара вместе с воздухом поступает на выпуск в атмосферу. При повышенном расходе паровоздушной смеси следует включать в работу вторую секцию, в результате чего производительность эжектора в целом повышается. Подвод и слив охлаждающего конденсата осуществлен в нижней части водяной камеры параллельно к охладителям первой и второй ступени. Так же параллельно осуществлен подвод рабочего пара к соплам первой и второй секций собственно эжекторов.

Отвод дренажа (сконденсированного пара) из каждого охладителя самостоятельный.

Техническая характеристика эжектора:

Количество отсасываемой паровоздушной смеси (суммарное), кг/ч	5642
В том числе: пара, кг/ч	3270
воздуха, кг/ч	2372
Давление на входе, кПа (кгс/см ²)	86,24 (0,88)
Температура на входе, °С	166
Давление на выходе, кПа (кгс/см ²)	112,7 (1,15)
Температура на выходе, °С	40
Рабочий пар:	
расход, кг/ч	1900
давление, МПа (кгс/см ²)	0,59 (6,0)
температура, °С	161
Охлаждающая вода (конденсат):	
расход, т/ч	1600
давление, МПа (кгс/см ²)	0,88 (9,0)
температура, °С	30
Давление гидротестирования эжектора:	
по водяной стороне, МПа (кгс/см ²)	1,76 (17,95)
по паровой стороне, МПа (кгс/см ²)	0,15 (1,53)

8.5. РАСШИРИТЕЛЬНЫЙ БАК

Расширительный бак предназначен для работы турбоустановки при эксплуатационных пусках и представляет собой емкость для

приема дренажей паропроводов и аппаратов турбоустановки в режиме их прогрева. Объем расширительного бака определяется расчетным путем исходя из поступающих в него тепловых потоков и приемлемо-допустимых значений паронапряжения. В турбоустановке применен расширительный бак РБ-9 объемом 9 м³.

Расширительный бак (рис. 8.11) представляет собой сосуд цилиндрической формы 1, к которому в верхней и нижней части приварены днища конической формы, заканчивающиеся патрубками для отвода из расширительного бака соответственно выпара и дренажа. К корпусу бака снаружи тангенциально приварены патрубки для ввода дренажей из продувочных линий и узлов, а также опорные лапы 3, при помощи которых бак устанавливается на площадке турбоустановки. С внутренней стороны против подводящих патрубков под углом к потоку установлены щиты отражатели 2, предназначенные для гашения кинетической энергии потока.

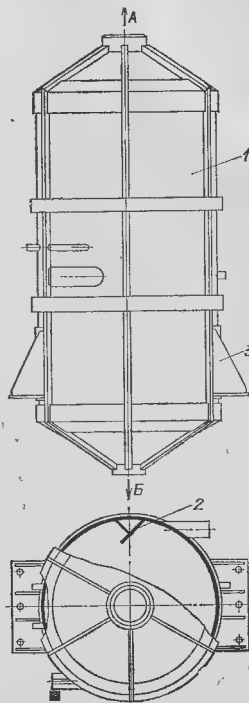


Рис 8.11. Расширительный бак:

1 — корпус с патрубками для приема дренажей; 2 — щиты-отражатели; 3 — лапы опорные; А — отвод выпара; Б — отвод дренажа

В связи с тем, что скорости парового потока достигают критических значений и вызывают значительную вибрацию корпуса, для предотвращения ее и опасных значений напряжения в сварных соединениях конструкции предусмотрено наружное приварное оребрение бака.

8.6. ФИЛЬТРЫ ВОДЯНЫЕ

В зависимости от назначения в турбоустановке предусмотрены и применяются три вида водяных фильтров.

Фильтры ФС-400-1 для механической очистки охлаждающей воды, поступающей к маслоохладителям турбины, воздухо- и газоохладителям генератора.

Фильтры $D_y 100$ для механической очистки конденсата, поступающего к сервомоторам обратных клапанов, устанавливаемых на паропроводах отборов.

Фильтры для механической очистки конденсата, поступающего к форсункам системы охлаждения выхлопных патрубков ЦНД турбины.

Фильтр ФС-400-1 (рис. 8.12) состоит из стального сварного корпуса с опорным кольцом 1, патрубков подвода и отвода фильтруемой воды, патрубка обратной промывки секций фильтра и расположенной в корпусе фильтрующей секции, имеющей рукоятку 4, выведенную наружу и расположенную на крышке корпуса.

Фильтрующая секция состоит из дырчатых листов 3, установленных в цилиндрическом каркасе 2 вращающегося барабана, имеющего восемь изолированных отсеков. Вращением барабана при помощи рукоятки к подводящему патрубку фильтра может быть подведен тот или иной отсек фильтрующей секции. Подлежащая фильтрации вода через нижний патрубок поступает в корпус, проходит пять отсеков фильтра и через верхний патрубок отводится из фильтра. Каждый отсек фильтрующей секции поочередно может быть промыт пропуском отфильтрованной воды с подачей ее через сетку промываемого отсека в обратном направлении. Это достигается открытием задвижки на трубопроводе, соединяющем зону отфиль-

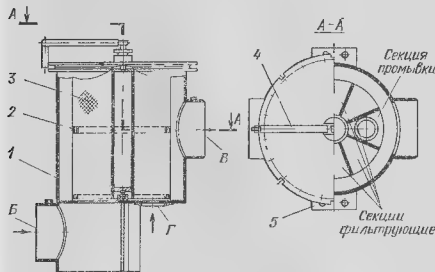


Рис. 8.12. Фильтр ФС-400-1:

1 — корпус с опорным кольцом; 2 — каркас цилиндрический; 3 — сетка фильтрующая дырчатая; 4 — рукоятка барабана фильтрующей секции; Б — лапы опорные; Б — подвод воды; В — отвод воды; Г — патрубок отсека промывки

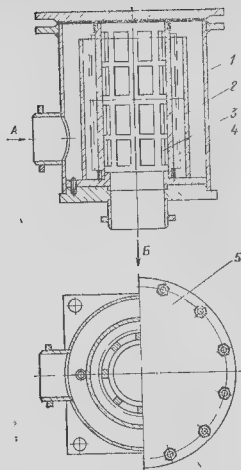


Рис. 8.13. Фильтры $D_y 100$:

1 — корпус; 2 — стакан; 3 — барабан; 4 — сетка фильтрующая; 5 — крышка, А — вход конденсата; Б — выход конденсата

рованной воды с патрубком отсека промывки. Постановка отсека под промывку осуществляется поворотом рукоятки барабана фильтрующей секции. Рукоятка снабжена штырем, входящим в прорез крышки фильтра. Расположение прореза соответствует определенному положению отсека, и поворот барабана на один шаг ставит следующий отсек под промывку.

Некоторые турбоустановки укомплектованы фильтрами ФС-600 1 большей производительности. Конструкция и принцип действия этих фильтров аналогичны описанным выше, при этом число фильтрующих отсеков равно десяти.

Фильтр водяной $D_y 100$ (рис. 8.13) состоит из сварного стального корпуса 1 с крышкой, стакана 2 и барабана 3, на который надеда латунная фильтрующая сетка 4. Вода (конденсат), подлежащая очистке, через патрубок, расположенный сбоку цилиндрического корпуса, поступает внутрь него, где отделяются взвешенные частицы, далее проходит через стакан, внутри которого находится барабан с сеткой, окончательно очищается и далее поступает в трубопровод подвода воды к сервомоторам обратных клапанов. Фильтры должны периодически очищаться, для чего необходимо закрыть доступ воды к фильтрам, снять крышку, вынуть стакан, барабан с сеткой и тщательно их промыть и очистить от грязи.

Фильтр водяной системы охлаждения выхлопного патрубка ЦНД (рис. 8.14) состоит из сварного стального корпуса 1 цилиндри-

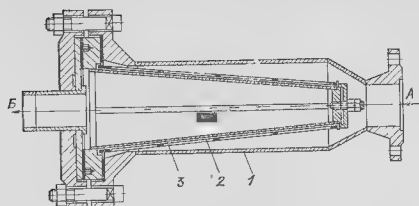


Рис. 8.14. Фильтр системы охлаждения;

1 - корпус; 2 - каркас фильтрующих сеток, 3 - сетки фильтрующие; А - вход конденсата; Б - выход конденсата

ческой формы и расположенной в нем фильтрующей секции конической формы, состоящей из стального каркаса 2 с двумя слоями латунных фильтрующих сеток, имеющих большую и меньшую величину ячейки.

Подлежащая фильтрации вода (конденсат) поступает в корпус фильтра со стороны патрубка меньшего диаметра, далее, проходя фильтрующую сетку с внешней стороны вовнутрь конуса фильтрующей секции, через патрубок большего диаметра выходит из фильтра и по трубопроводу направляется к форсункам системы охлаждения выхлопных патрубков ЦНД.

Фильтр крепится непосредственно на трубопроводе при помощи фланцевых соединений.

8.7. МАСЛООХЛАДИТЕЛИ

Для охлаждения масла системы маслообеспечения в турбоустановке использованы маслоохладители МБ-190-250 (обозначение 190 поверхность охлаждения, м², по наружному диаметру трубок, 250 - расчетная производительность по маслу, м³/ч).

Маслоохладитель (рис. 8.15) состоит из следующих основных узлов:

стального сварного корпуса 2 диаметром 1040 мм с фланцами и патрубками для входа и выхода масла;

трубной системы 3, состоящей из нижней и верхней трубных досок, в которых развальцованы 1296 охлаждающих трубок $\varnothing 16 \times 1$, $l=3$ м из сплава МНЖМц-5-1-1, промежуточных перегородок, образующих хода трубной системы и предназначенных для направления потока масла;

верхней 4 и нижней 1 водяных камер с соответствующими перегородками, образующими хода охлаждающей воды; в нижней водяной камере имеются патрубки для входа и выхода охлаждающей воды и люки для удаления через них шлама при чистке труб-

ной системы по водяной стороне и доступа к развальцованным концам трубок;

сварной верхней крышки 5 с воздушником для удаления воздуха из масляной полости при заполнении маслоохладителя;

устройства для удаления воздуха из водяной полости, устр. авливаемого на верхней водяной камере.

Нижняя трубная доска трубной системы, размещенной в корпусе маслоохладителя, жестко закрепляется болтами между флан-

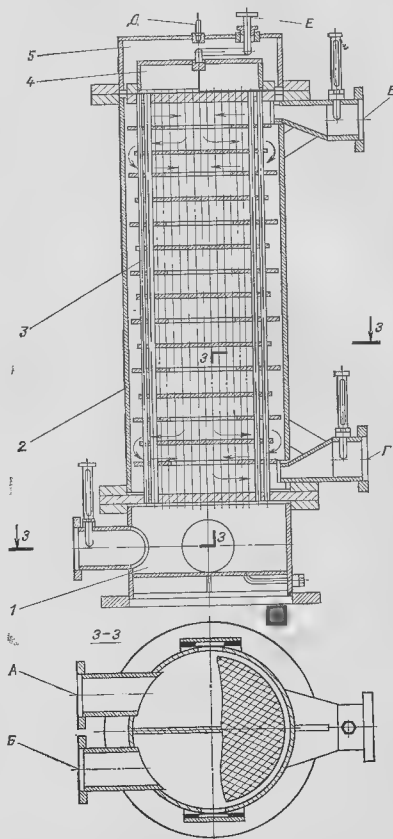


Рис. 8.15 Маслоохладитель:

1 - камера водяная нижняя; 2 - корпус; 3 - трубная система; 4 - камера водяная верхняя; 5 - крышка верхняя; А - подвод охлаждающей воды, Б - слив охлаждающей воды; В - выход масла; Г - выход масла; Д - отсос воздуха из масляной полости; Е - отсос воздуха из водяной полости

цами корпуса и нижней водяной камеры, которая одновременно является опорной частью маслоохладителя.

Верхняя водяная камера при помощи шпилек, проходящих через нее, крепится на верхней трубной доске и свободно перемещается в корпусе маслоохладителя независимо от температурного состояния корпуса, чем предотвращается возможность нарушения вальцовочного соединения трубок в трубных досках. В последующих образцах маслоохладителей с целью повышения герметичности водяной полости верхняя водяная камера выполняется с фланцем, при помощи которого крепилась к верхней трубной доске.

Главной конструктивной особенностью маслоохладителя, обеспечивающей высокие теплотехнические показатели его, является то, что в этой конструкции «холостые» проточки масла помимо трубной системы сведены к минимуму благодаря тому, что диаметральные зазоры между перегородками трубной системы, образующими ход масла, и корпусом маслоохладителя не превышают 1,5—2 мм. Достигается это за счет точения на станке собранной трубной системы по большим перегородкам в соответствии с фактическими паспортными размерами предвременно проточенного корпуса маслоохладителя.

Масло, подлежащее охлаждению, поступает через верхний патрубок корпуса маслоохладителя, омывает в поперечном направлении внешнюю поверхность трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода, совершающая по трубной системе два хода. Движение масла в межтрубном пространстве направляется перегородками типа «диск — кольцо» с расстоянием между ними 160 мм. Пройдя трубную систему, масло покидает маслоохладитель через нижний патрубок.

В турбоустановке предусмотрено четыре маслоохладителя (из них один резервный), которые по маслу и воде включены параллельно. Этим обеспечивается возможность периодической чистки каждого из них без остановки турбоустановки при включении в работу резервного и отключении маслоохладителя, подлежащего чистке.

При применении в турбине сегментных подшипников и снижении поэтому тепловой нагрузки число маслоохладителей уменьшено до трех, включая один резервный.

Для контроля за работой маслоохладителя предусмотрены термометры, установленные на патрубках подвода и отвода как масла, так и воды.

Технические данные маслоохладителя:			
Производительность (по маслу), м ³ /ч . . . 250			
Температура теплоносителей на входе и выходе, °С:			
масло			55 и 45
вода			33 и 35,3
Поверхность теплообмена, м ²			190

Гидравлическое сопротивление:		
по масляной стороне, кПа (кгс/см ²),		
не более		98 (1,0)
по водяной стороне, кПа (кгс/см ²),		
не более		19,6 (0,20)

В качестве материала всех основных деталей принята углеродистая сталь марки ВстЗсп5, охлаждающих трубок — никельсодержащий сплав марки МНЖМц-5-1-1.

8.8. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Регенеративная установка, предназначенная для подогрева поступающей в котел питательной воды паром из нерегулируемых отборов турбины, состоит из части низкого давления (от конденсатора до деаэратора) и части высокого давления (от деаэратора до котла). Основными элементами регенеративной установки в части низкого давления являются пять поверхностных подогревателей ПВД-1, ПВД-2, ПВД-3, ПВД-4, ПВД-5, находящихся по водяной стороне под напором конденсатных насосов. В части высокого давления для регенеративного подогрева питательной воды предназначены три поверхностных подогревателя ПВД-7, ПВД-8 и ПВД-9, находящихся по водяной стороне под напором питательных насосов.

Вся регенеративная установка выполнена однокотловой.

Характеристики регенеративных подогревателей, применяемых в турбоустановке, приведены в табл. 8.1.

В обозначениях аппаратов начальные буквы характеризуют тип подогревателя (ПН — подогреватель низкого давления, ПВ — подогреватель высокого давления);

первые цифры — номинальная (типовая) поверхность охлаждения м²;

вторые — как правило, максимальное давление конденсата (для ПН) или питательной воды (для ПВ), МПа, кгс/см²;

третьи — максимальное давление по паровой стороне, МПа, кгс/см²;

последующие индексы для ПН обозначают модификацию одного и того же типа, индекс НЖ — применение трубок из нержавеющей стали.

Подогреватель низкого давления (ПНД) (рис. 8.16.) состоит из следующих узлов.

стального сварного корпуса 1, к которому приварены необходимые патрубки и опорные лапы;

водяной камеры 4 с патрубками подвода и отвода нагреваемого конденсата и съемной крышкой;

стальной трубной доски 3, сваренной между частью водяной камеры и корпусом подогревателя;

трубной системы 2.

Трубная система подогревателя состоит из П-образных нержавеющих труб диаметром 16×1,2 мм, концы которых развальцованы в трубной доске 3, и

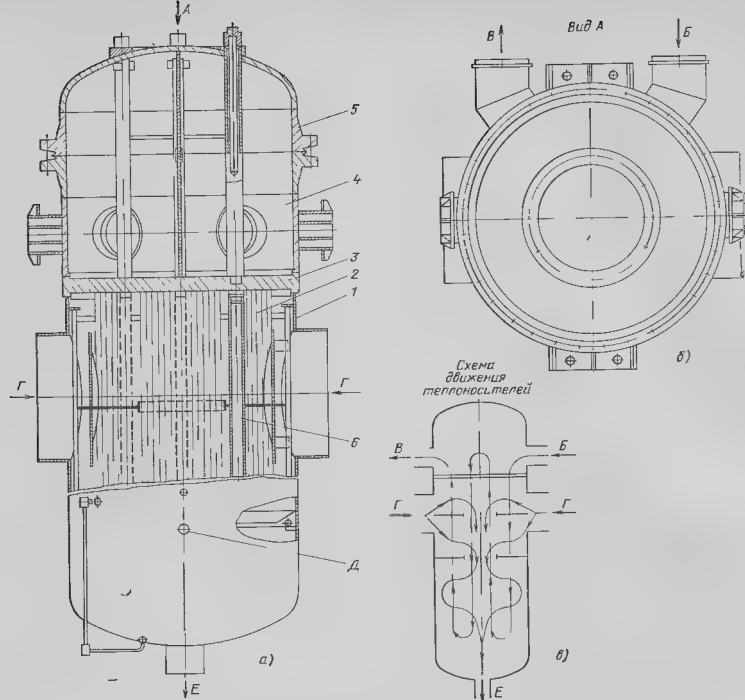


Рис. 8.16. Подогреватель низкого давления:

а — общий вид; б — вид по стрелке А; в — схема движения теплоносителей; 1 — корпус; 2 — трубная система; 3 — трубная доска; 4 — водяная камера; 5 — крышка волновой камеры; 6 — каркас трубной системы; Б — вход конденсата; В — выход конденсата; Г — подвод пара; Д — отсос паровоздушной среды; Е — отвод дренажа

Таблица 8.1. Техническая (расчетная) характеристика подогревателей

№№ п/п	Номер отбора	Номер подогревателя	Тип подогревателя	Поверхность нагрева, м²	Параметры парового пространства (в корпусе)		Давление воды, МПа (кгс/см²)	Расход воды, т/ч	Гидравлическое сопротивление, кПа(кгс/см²)
					Давление, МПа(кгс/см²)	Температура, °С			
1	VIII	ПНД-1	ПН-800-29-7-III-НЖ	722	0,49(5,0)	53,6	2,84(29,0)	1067,3	59,78(0,61)
2	VII	ПНД-2	ПН-800-29-7-II-НЖ	1000	0,49(5,0)	94,2	2,84(29,0)	1067,3	67,62(0,69)
3	VI	ПНД-3	ПН-800-29-7-I-НЖ	705	0,49(5,0)	109,9	2,84(29,9)	1179	79,38(0,81)
4	V	ПНД-4	ПН-900-29-7-II-НЖ	1015	0,49(5,0)	225	2,84(29,0)	1179	89,2(0,91)
5	IV	ПНД-5	ПН-900-29-7-I-НЖ	900	0,49(5,0)	285	2,84(29,0)	1271	79,38(0,81)
6	III	ПВД-7	ПВ-2300-380-17	2150	1,67(17,0)	423	37,24(380)	1705	404,7(4,1)
7	II	ПВД-8	ПВ-2300-380-44	2150	4,31(44,0)	304	37,24(380)	1625	453,7(4,6)
8	I	ПВД-9	ПВ-2300-380-61	2150	5,98(61,0)	345	37,24(380)	1504	327,32(3,3)

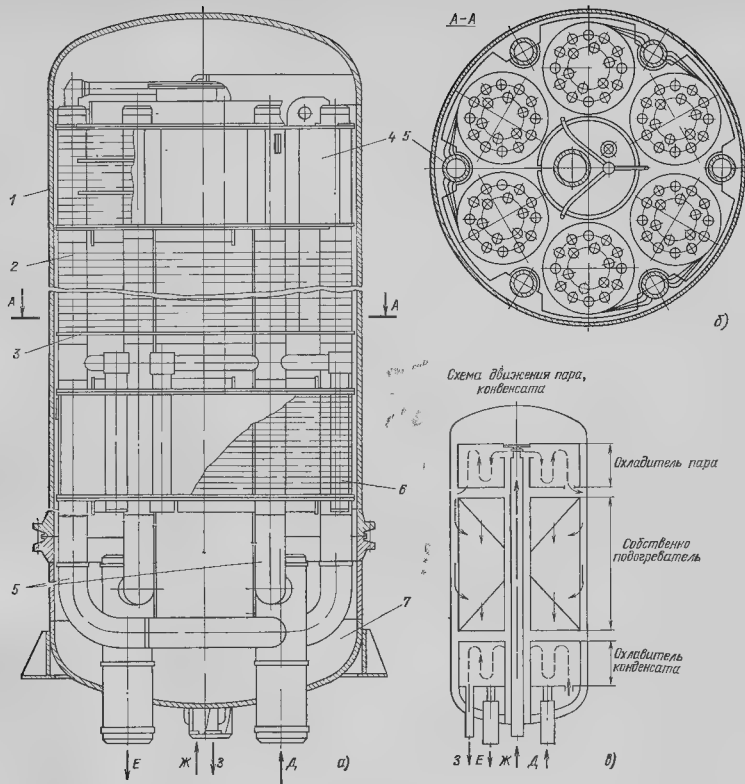


Рис. 8.17. Подогреватель высокого давления:

а — общий вид; б — вид по А-А; в — схема движения теплоносителей; А-А — сечение по собственно подогревателю; 1 — корпус, 2 — спиральные амсески; 3 — перегородки трубной системы; 4 — парохладитель; 5 — жароас-коллектор трубной системы; 6 — охладитель дренажа; 7 — нижняя часть подогревателя; Д — вход питательной воды; Е — выход питательной воды; Ж — вход греющего пара; З — отвод конденсата греющего пара

каркаса 6 с перегородками, которые предназначены для предотвращения вибрации трубок и сбора и отвода конденсата греющего пара с трубок к корпусу, а также для образования ходов парового потока.

Водяная камера расположена в верхней части подогревателя, состоит из двух частей и имеет фланцевый разъем. Наличие в водяной камере съемной крышки обеспечивает доступ к концам трубок подогревателя без демонтажа его в случае необходимости глушения вышедших из строя трубок. Вертикальными перегородками водяная камера разделена на две части, что обеспечивает четыре хода нагреваемого конденсата.

В верхней части корпуса расположен патрубок, через который греющий пар из соответствующего отбора поступает в подогреватель к трубной системе.

Подогреватель ПНД-1 имеет два патрубка подвода греющего пара, остальные — по одному, что связано с невозможностью трассировки к ПНД-1 паропровода чрезмерно большого диаметра при наличии одного подводящего патрубка.

В нижней части корпуса расположен патрубок для отвода воздуха из ПНД и патрубка подвода воздуха и ввода дренажа в подогреватель из последующего по ходу нагреваемого конденсата подогревателя.

Конденсат греющего пара (дренаж) собирается в нижней части корпуса. Для обеспечения нормальных условий работы в ПНД при помощи электронной системы регулирования уровня, воздействующей на регулирующий клапан, поддерживается постоянный уровень дренажа, избыток которого удаляется из подогревателя через регулирующий клапан.

В отличие от описанной выше конструкции подогревателей ПНД-1, ПНД-2 и ПНД-3 подогреватели ПНД-4 и ПНД-5 дополнительно имеют специально выделенную часть трубопровода — парохладитель, предназначенный для снятия перегрева направляемого в эти подогреватели отборного пара, который поступает в ПНД через расположенный в нижней части корпуса патрубков первоначально в парохладитель, затем в остальную часть трубной системы подогревателя.

В этих подогревателях подогреваемый конденсат, совершив четыре хода в собственно подогревателе, делится на две неравных потока, меньший из которых поступает в трубки парохладителя, совершает в нем два хода, а затем за пределами подогревателя смешивается с основным потоком конденсата.

Подогреватели высокого давления (ПВД) (рис. 8.17) представляют собой вертикальные, одноходовые по воде аппараты с горизонтальными трубами-спиралями при нижнем расположении фланцевого разъема корпуса.

Трубая система каждого ПВД, образующая поверхность нагрева, одинакова и составляет суммарно 2300 м². Однако корпуса ПВД различны, что связано с условиями работы каждого подогревателя по нагреваемому пару.

Вся поверхность теплообмена подогревателя исходя из условий работы конструктивно разделена на три зоны — парохладитель 4, собственно подогреватель и охладитель дренажа 6. Парохладитель предназначен для эффективного использования теплоты перегрева отборного пара, в собственно подогревателе осуществляется процесс конденсации пара после снятия теплоты перегрева в парохладителе, а в охладителе дренажа происходит переслаживание конденсата греющего пара. При этом, учитывая каскадную схему движения дренажа из ПВД с большим давлением в ПВД с меньшим давлением (из ПВД 9 в ПВД-8, из него в ПВД-7, откуда в деаэрактор), охлаждение дренажа в вышестоящем по давлению подогревателе осуществляется до состояния, близкого к параметрам нижестоящего. Этим обеспечиваются условия нормальной работы дренажной системы ПВД и аппаратов в целом.

Греющий пар подводится в подогреватель через патрубок, расположенный в нижней части 7 корпуса 1, по трубе, расположенной в центре трубной системы, поступает в верхнюю часть, проходит парохладитель, после которого, опускаясь вниз, омывает трубки собственно подогревателя и конденсируется.

Дренаж греющего пара покидает подогреватель, пройдя через регулирующий клапан, при помощи которого поддерживается необходимый уровень дренажа в подогревателе, обеспечивающий нормальную его работу.

Для повышения надежности разъема фланцевого соединения по корпусу расположено в нижней части его, т. е. в области пониженных параметров — в зоне охладителя дренажа. В нижней части корпуса (ниже фланцевого разъема) расположены патрубки входа и выхода питательной воды. Такая конструкция подогревателя позволяет производить ремонт трубной системы на месте установки при снятой верхней части корпуса и не требует полного демонтажа его с площадки турбоустановки.

В блоке предусмотрено автоматическое защитное устройство, отключающее всю

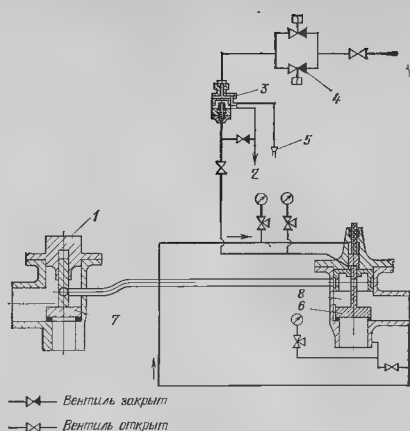


Рис. 8.18. Схема автоматического защитного устройства ПВД (момент пуска):

1 — обратный клапан; 2 — слив в бак низкого давления; 3 — автоматический клапан; 4 — электромагнитный клапан; 5 — слив в открытую воронку; 6 — тарелка впускного клапана; 7 — тарелка обратного клапана; 8 — впускной клапан

группу подогревателей по воде и обеспечивающее пропуск ее в обвод подогревателей по специальному перепускному трубопроводу. Устройство предназначено для защиты турбины от попадания в нее воды и срабатывает при аварийном повышении уровня воды в корпусе в случае разрыва трубок подогревателя либо по другой причине.

Автоматическое защитное устройство (рис. 8.18) состоит из впускного клапана 8, устанавливаемого на входе питательной воды в группу ПВД, обратного клапана 1, устанавливаемого на выходе питательной воды из группы ПВД, перепускных трубопроводов, связывающих входную полость впускного клапана и выходную обратного клапана, и системы трубопроводов небольшого диаметра с арматурой.

При нормальной работе подогревателей оба клапана открыты, их тарелки находятся в верхнем положении.

При недопустимом повышении уровня в одном из ПВД по импульсу от первичных органов системы защиты открываются электромагнитные клапаны 4. Вода под давлением поступает в надпоршневое пространство автоматического клапана 3, поршень которого, перемещаясь, соединит надпоршневое пространство впускного клапана с системой низкого давления. Благодаря разности давлений в надпоршневом и подпоршневом пространствах впускного клапана его поршень вместе со штоком и тарелкой 6 опустится вниз, перекрывая доступ питательной воде в подогреватель и одновременно открывая доступ в перепускной трубопровод. При этом тарелка 7 обратного клапана под действием напора питательной воды из перепускного трубопровода опустится вниз, отключая группу ПВД по питательной воде.

При восстановлении нормального уровня в ПВД подача импульса на открытие электромагнитных клапанов прекращается, они закрываются, под действием пружины автоматического клапана его поршень поднимается в верхнее положение, отключая подпорное пространство впускного клапана от системы низкого давления, тарелка впускного клапана поднимается вверх, в результате чего происходит автоматическое включение подогревателей по питательной воде.

Отключение группы ПВД может быть осуществлено и вручную путем открытия вентиля между линией подпорного пространства впускного клапана и линией системы низкого давления.

Вентиль между трубопроводом подвода питательной воды к впускному клапану и полостью ПВД за клапаном служит для заполнения трубной системы питательной водой и запуска ПВД в работу.

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации подогревателей предусмотрена возможность контроля уровня дренажа в корпусе, температуры питательной воды при входе и выходе из подогревателя, а также температуры пара при входе в подогреватель.

Глава девятая

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТУРБИНЫ К-500-240-2

9.1. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Система парораспределения включает в себя регулирующие и стопорные клапаны, а также передаточные звенья (рычажные устройства) между ними и приводными механизмами (сервоприводами). Регулирующие клапаны осуществляют изменение расхода пара в турбину для изменения мощности. Стопорные клапаны полностью прекращают поступление пара в турбину при срабатывании автоматических органов защиты либо при воздействии обслуживающего персонала на специальные устройства.

Элементы парораспределения находятся под воздействием системы автоматического регулирования и защиты и перемещаются при помощи гидравлических приводных механизмов.

Парораспределение турбины с промежуточным перегревом пара состоит из двух систем: первая — корректирует расход пара, поступающего в часть высокого давления, вторая — изменяет поступление пара из промперегревателя в часть среднего давления и предотвращает опасный разгон ротора турбины при сбросе нагрузки энергией пара, аккумулярованного в паропроводах промперегрева и в трубной системе промперегревателя.

Обе системы должны обладать высоким быстродействием, однако быстрое действие парораспределительных органов ЧСД является более актуальным, так как контролирует около 70% общей мощности турбины [36].

Пуск турбины, поддержание холостого хода и нагружение ее до 30% номинальной мощности осуществляется регулирующими клапанами высокого давления и промперегрева. Дальнейшее нагружение турбины про-

текает за счет открытия только регулирующих клапанов высокого давления при полноте открытых клапанов промперегрева.

Регулирующие клапаны выполняют также функции запорных органов, когда необходимо обеспечить полное прекращение доступа пара в турбину.

На работу системы парораспределения влияют следующие факторы:

высокие температуры пара и большие усилия на органы парораспределения. Они вызывают определенные качественные перемены: снижается механическая прочность, изменяются пластичность и вязкость материала отдельных деталей парораспределения;

изменение величины и направления паровых усилий, действующих на клапан по мере его подъема. Расчетное определение паровых усилий в промежуточных положениях не очень надежно. Усилия обычно определяются приблизительно либо путем опытной продувки модели клапана. Различными способами можно добиться положительного знака действующих усилий на клапан на всем протяжении его хода [16];

возникновение при некоторых условиях сложных аэродинамических явлений в клапане: образование вихрей, отставание потока пара от стенки диффузора, образование мертвого пространства под клапаном, возникновение толчков и т. д. Эти явления могут привести к опасной вибрации клапана. В ряде случаев входная часть регулирующего клапана выполняется суживающейся, и в ней происходит ускорение потока пара. После прохождения через минимальное сечение между клапаном и седлом поток расширяется в диффузоре, при этом скорость пара снижается и происходит частичное восстановление давления.

Требования к органам парораспределения. 1. Органы парораспределения должны иметь достаточную сопротивляемость воздействию высокой температуры пара, а также выдерживать знакопеременные нагрузки потока пара.

2. Подвижные детали парораспределения должны обладать высокой чувствительностью, которая обеспечивается правильным выбором материалов, высокой точностью изготовления и качественным поверхностным упрочнением.

3. Конфигурация клапана должна обеспечить устойчивое состояние потока пара, в нем не должны возникать недопустимые аэродинамические явления.

4. Зависимость расхода пара через клапан от перепада давления измерителя регулятора скорости (или привода регулирующих клапанов) должна быть плавной и по возможности приближаться к линейной.

5. Клапан должен обладать максимальной возможной плотностью. Достаточная плотность клапана обеспечивается главным образом высоким удельным давлением его на седло и полным контактом клапана с седлом через кольцевую поверхность небольшой ширины.

Однако с течением времени клапаны могут стать неплотными. Это относится главным образом к клапанам, остающимся длительное время частично открытыми, и протекание пара в которых происходит с критическими скоростями, что приводит к износу контактных поверхностей.

В ПТЭ электростанций и сетей [58] указано, что при закрытом положении стопорных и регулирующих клапанов свежего пара и промпарегрева, при номинальных параметрах свежего пара и противодавления (вакуума) ротор турбины не должен вращаться. При полном закрытии только стопорных или только регулирующих клапанов установившаяся частота вращения ротора турбины при тех же условиях не должна превышать определенной заводом-изготовителем, но не выше 50% -ного номинального значения.

6. Относительные потери давления в клапане при полном его открытии должны быть небольшими, так как они снижают экономичность турбины.

Значительное влияние на величину потери энергии оказывает качественное выполнение прочной части клапана. Клапан более старой конструкции и не совсем тщательного изготовления допускает максимальную скорость пара не выше 120 м/с. В то же время аналогичные потери энергии в хорошо выполненном клапане [77] имеют место при скорости пара 180 м/с. Такой клапан по сравнению с предыдущим является более компактным, при этом снижается также мощность сервомотора

При переходе к сверхкритическим параметрам пара сложно разместить регулирую-

щие клапаны на цилиндре высокого давления, так как повышение параметров пара вызывает увеличение толщины стенки, что значительно усложняет выполнение приливов для клапанов в связи с возникновением высоких термических напряжений. Следует также учесть, что для получения приемлемых паровых усилий на регулирующие клапаны, выполненные без разгрузки, размеры последних стремятся уменьшить, что вызывает увеличение их количества. Вследствие этого регулирующие клапаны части высокого давления установлены вне ЦВД турбины.

Блок парораспределения I (II) (рис. 9.1) представляет собой корпус, на котором установлены один стопорный и четыре регулирующих клапана. Два блока парораспределения расположены с двух сторон ЦВД.

В блоке I (расположен слева, если смотреть со стороны паровпуска на генератор) установлены регулирующие клапаны 1, 3, 5, 7. В блоке II — регулирующие клапаны 2, 4, 6, 8. Диаметр клапанов 1, 2 — 83 мм, клапанов 3, 4, 6, 7, 8 — 115 мм и клапана 5 — 140 мм. Диаметр каждого стопорного клапана 9, 10 — 250 мм.

Основным преимуществом конструктивного объединения стопорного и регулирующих

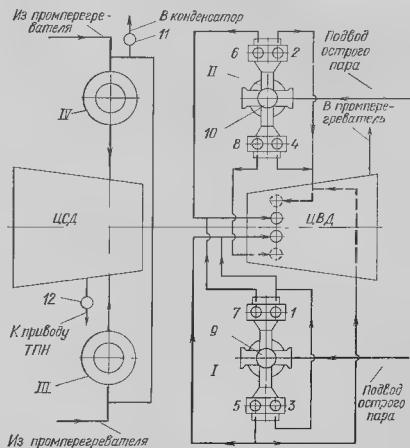


Рис. 9.1. Схема расположения элементов парораспределения;

I, II — блоки парораспределения; III, IV — блоки клапанов промпарегрева (правый и левый); 1, 3, 5, 7 — регулирующие клапаны в блоке парораспределения I; 2, 4, 6, 8 — регулирующие клапаны в блоке парораспределения II; 9 — стопорный клапан в блоке парораспределения I; 10 — стопорный клапан в блоке парораспределения II; 11 — электрифицированная двухпозиционная задвижка из горелки промпарегрева, 12 — отсекающий клапан на четвертом отборе

клапанов в одном корпусе является отсутствие паропроводов между стопорным и регулирующими клапанами и вследствие этого уменьшение потерь давления. Подвод острого пара к каждому блоку парораспределения осуществляется одним паропроводом диаметром 250 мм.

Так как промежуточный перегреватель пара установлен в газоходе котла, то как было указано ранее, в относительно длинных паропроводах промперегрева и в трубной системе промперегревателя аккумулировано большое количество пара. Для предотвращения опасного разгона ротора турбины энергией этого пара при сбросе нагрузки на горячих нитках промперегрева, с двух сторон ЦСД, установлены два блока клапанов промперегрева (рис. 9.1)

9.2. КОНСТРУКЦИЯ КЛАПАНОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Корпус блока парораспределения (рис. 9.2) состоит из стального литого корпуса стопорного клапана 1 и двух литых корпусов регулирующих клапанов 2, 3, приваренных с двух сторон к корпусу стопорного клапана.

На каждом корпусе регулирующих клапанов установлено по два регулирующих клапана. Внутренняя, горизонтальная перегородка вместе со стопорным клапаном 4 делит внутреннюю часть корпуса стопорного клапана на две камеры: нижнюю пароприемную и верхнюю парораспределительную.

Регулирующие клапаны выполнены заодно со штоками без разгрузки, что упрощает их конструкцию и повышает надежность системы парораспределения. Диаметры каждого штока регулирующих клапанов 1, 2, 3, 4, 6, 7, 8 — 42 мм, регулирующего клапана 5 — 50 мм, штока стопорного клапана — 60 мм выбраны из условий прочности и получения (для регулирующих клапанов) относительно небольших выталкивающих усилий иа клапаны в зоне, близкой к полному открытию [61].

Корпус блока парораспределения имеет один пароподводящий патрубков, к которому приваривается паропровод острого пара. Пар из котельной подводится в пароприемную камеру и при открытом стопорном клапане поступает в парораспределительную камеру, затем через открытые регулирующие клапаны в сопловые коробки турбины.

Регулирующие клапаны при своем перемещении осуществляют изменение пропускка пара через нижеуказанные группы сопел (рис. 9.3).

Клапаны 1, 3, 5 левого блока парораспределения 1 — через группу сопел левой стороны верхней половины ЦВД.

Клапаны 2, 4 правого блока парораспределения 2 и регулирующий клапан 5 левого блока парораспределения 1 — через группу сопел правой стороны нижней половины ЦВД.

Клапан 6 правого блока парораспределения 2 и клапан 7 левого блока парораспределения 1 — через группу сопел правой стороны верхней половины ЦВД.

Клапан 8 правого блока парораспределения 2 — через группу сопел левой стороны нижней половины ЦВД.

Клапаны 1, 2 открываются параллельно и осуществляют разгрузку клапанов 3, 4. Последние также открываются параллельно и вместе с клапанами 1, 2 и клапаном 5 обеспечивают около 75% номинальной мощности. Клапаны 5, 6, 7, 8 открываются последовательно, причем клапан 8 является перегрузочным.

В пароприемной камере блока парораспределения (см. рис. 9.2) установлено паровое сито 5, предохраняющее проточную часть турбины от попадания инородных твердых частиц. Сито представляет собой стальной цилиндр с толщиной стенки 20 мм, в котором выполнены в шахматном порядке отверстия диаметром 5 мм. Из условий прочности на участках сита, обращенных в стороны подводящих патрубков, отверстия отсутствуют. Как видно из рис. 9.2, сито в верхней части фиксируется по заточке, выполненной во внутренней перегородке с вертикальным зазором 2-3 мм для компенсации его расширения во время прогрева блока парораспределения. В нижней части сито устанавливается на крышке стопорного клапана с диаметральной зазором 0,8-1,0 мм.

На первый период эксплуатации (от 6 до 12 мес) используется специальное пусковое сито с отверстиями 2 мм, что несколько увеличивает потери на клапане.

Как указано в § 9.1, стопорный клапан предназначен для прекращения поступления пара в турбину при срабатывании любого органа системы защиты, а также при воздействии автоматических защит блока. Стопорный клапан может занимать только два положения: «открыт» и «закрыт».

Управление стопорным клапаном осуществляется односторонним пружинным сервомотором. Паровое усилие на стопорный клапан при закрытом его положении составляет около 1200 кН (120 тс). Вследствие этого он выполнен с разгрузкой. Разгрузочный клапан составляет одно целое со штоком клапана 6 (см. рис. 9.2). Ход его составляет 5 мм.

Размеры разгрузочного клапана и его ход, а также принцип разгрузки выполнены таким образом, что они обеспечивают блокировку стопорного клапана с регулирующими клапанами турбины (паровая блокировка). Смысл паровой блокировки заключается в том, что невозможно открыть стопорный кла-

пан при открытых (или неплотных) регулирующих клапанах, при номинальном или близком к нему давлении пара [50].

При перегибании разгрузочного клапана

на величину его хода пар проходит в пространство между стопорным и регулирующими клапанами. При закрытом положении последних и достаточной их плотности давле-

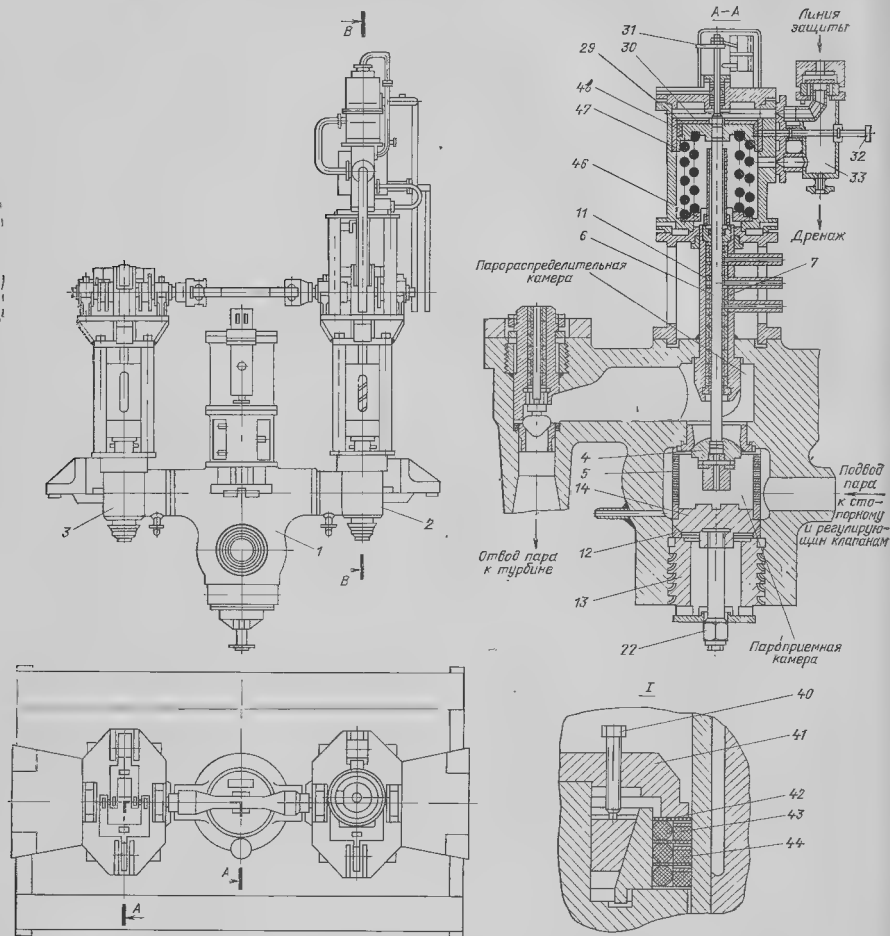
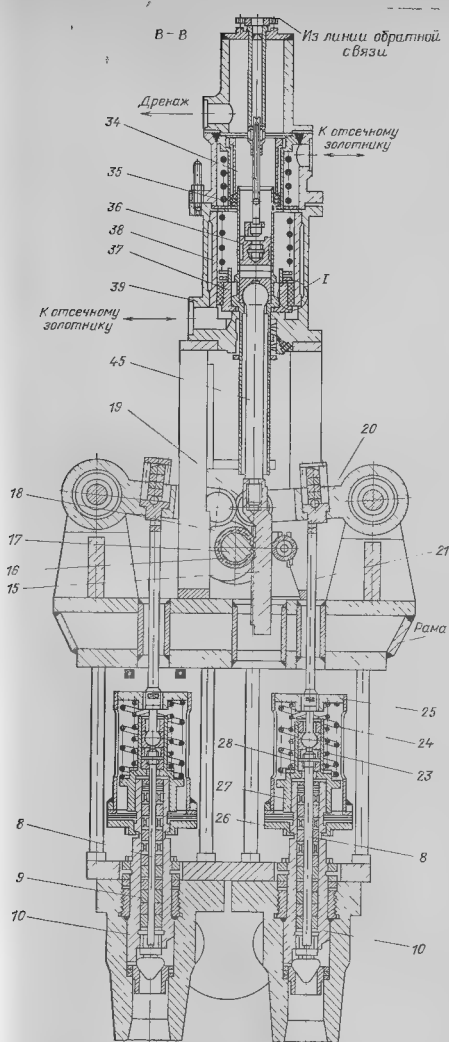


Рис. 9.2. Блок парораспределения:

1 — корпус стопорного клапана; 2, 3 — корпуса регулирующих клапанов; 4 — стопорный клапан; 5 — паровое сито; 6 — шток стопорного клапана; 9 — уплотнительная втулка; 10 — крышка регулирующего клапана; 11 — крышка стопорного клапана; 12 — крышка; 15 — зубчатая рейка; 16 — шестерня; 17 — распределительный вал; 18 — профильный кулак; 19 — ролик; 20 — рычаг; 26 — специальный фланец; 27 — направляющая деталь; 28 — опора парового; 29 — поршень; 30 — кольцо нажимное; 31 — обратный клапан; 35 — пружина; 36 — направляющая; 37 — поршень сервомотора; 38 — пакет уплотнительный; 39 — рубашка; 40 — резиновый; 44 — кольцо уплотнительное; 45 — шток сервомотора; 46 — кольцо дистанционное; 47 — рубашка; 48 — набивка



порного клапана; 7 — уплотнительная втулка; 8 — шток регулирующего клапана; 9 — уплотнительная втулка; 10 — шток регулирующего клапана; 11 — упорная гайка; 12 — специальный указатель; 13 — упорная гайка; 14 — упорная гайка; 15 — упорная гайка; 16 — упорная гайка; 17 — упорная гайка; 18 — упорная гайка; 19 — упорная гайка; 20 — упорная гайка; 21 — упорная гайка; 22 — упорная гайка; 23 — упорная гайка; 24 — упорная гайка; 25 — упорная гайка; 26 — упорная гайка; 27 — упорная гайка; 28 — упорная гайка; 29 — упорная гайка; 30 — упорная гайка; 31 — упорная гайка; 32 — упорная гайка; 33 — упорная гайка; 34 — упорная гайка; 35 — упорная гайка; 36 — упорная гайка; 37 — упорная гайка; 38 — упорная гайка; 39 — упорная гайка; 40 — упорная гайка; 41 — упорная гайка; 42 — упорная гайка; 43 — упорная гайка.

ние пара в этом пространстве повышается и при противодавлении на клапан, равном 80—85% номинального, сервомотор в состоянии преодолеть паровое усилие и стопорный клапан открывается.

В качестве направляющих и уплотнительных элементов для штоков стопорных и регулирующих клапанов служат втулки 7, 9 с кольцевыми выточками из внутренней поверхности. Высота уплотнительной втулки стопорного клапана 60 мм, такая же высота уплотнительной втулки регулирующего клапана. Втулки устанавливаются в расточки крышек 10, 11. Зазор между штоком 6 и втулками 7 стопорного клапана 0,45—0,51 мм, между штоком 8 и втулками 9 регулирующего клапана 0,32—0,38 мм (для штоков диаметром 42 мм) и 0,40—0,55 мм (для штоков диаметром 50 мм).

Стопорные и регулирующие клапаны допускают в процессе эксплуатации частичное и полное расхождение (о расхождении устройств см. гл. 11).

При разработке конструкции парораспределительных органов турбины было создано бесфланцевое соединение крышек клапанов (как стопорных, так и регулирующих) с корпусом. Плотность соединения обеспечивается клиновидным уплотнительным кольцом 12 из мягкой аустенитной стали, упорной гайкой 13 и крышкой 14, на которую действует давление пара.

Наружный конус уплотнительного кольца составляет около 3° и прижат к внутренней расточке корпуса. Внутренний конус кольца составляет примерно 30°, он поджимается усилием от давления пара и затяжкой гайки 22 (см. рис. 9.2). Упорная гайка 13 выполнена с трапециевидной резьбой, чем обеспечивается прочность соединения. В процессе сборки клапана упорные поверхности резьбы пригоняются друг к другу. Обязательным требованием является обеспечение плоскостного контакта между упорными поверхностями на площади не менее 75% полной.

Применение бесфланцевого соединения дает некоторый выигрыш в массе паровой коробки блока парораспределения. Заметно снижается также трудоемкость ее изготовления.

Обычно при вскрытии блока парораспределения во время ремонта после 25—30 тыс. ч работы размеры уплотнительных колец оказываются уменьшенными, что может привести к изменению осевого положения крышек при затяжке их до упора. Уменьшение размеров колец объясняется большой пластической деформацией металла сверх предела текучести. Определенное количество теплоты в период между ремонтами ускоряет процесс. Замена или растяжка уплотни-

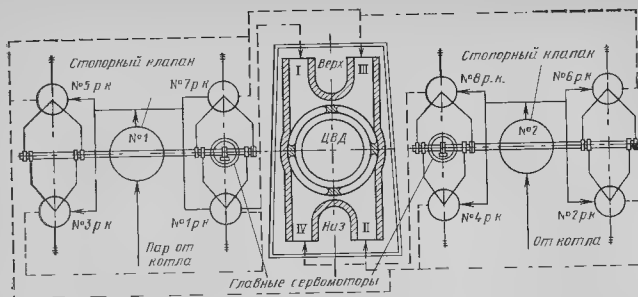


Рис. 9.3. Группы сопла и номера клапанов, подводящих пар к ним

тельных колец происходит во время капитальных ремонтов турбоагрегата.

Важнейшим критерием качественной работы регулирующего клапана является аэродинамическая характеристика его. К сожалению, не все аэродинамические явления, происходящие в клапанах, особенно в клапанах турбин со сверхкритическими параметрами пара, полностью изучены.

Существенное значение для устойчивой работы клапана имеет его конфигурация. Установлено, что несовпадение угла расширения парового потока с соответствующим направлением, выполненным на клапане, приводит к пульсации потока. Колебания потока пара в клапане могут вызвать также колебания подводящих паропроводов турбины. Свободные ходы в клапане способствуют возникновению неустойчивого состояния. При этом клапан повторяет даже самые незначительные колебания потока пара. Вибрация его может достигнуть значительных величин.

В процессе исследований системы парораспределения выполнялась специальная профилировка клапанов и седел для устранения пульсации. Выбор рациональных профилей производился по данным продувки плоских моделей.

Для повышения стабильности парового потока в клапане последний выполнен таким образом, что направляющая часть его омывается наиболее устойчивым, прилегающим к клапану, потоком [18].

Опыт эксплуатации паровых турбин на повышенные и сверхкритические параметры пара показал, что регулирующие клапаны могут вращаться в паровом потоке. Длительные наблюдения за этим явлением показали, что вращение клапана происходит при несимметричном подводе пара к нему и возникновении вихревого (вращательного) потока в зоне клапана. Средством устранения этого недостатка является надежное закрепление

клапана в неподвижной детали. На штоках регулирующих клапанов турбины выполнены уступы, входящие в соответствующие пазы крышек клапанов

Седло (рис. 9.4) (например, для регулирующих клапанов № 3, 4, 5, 6, 7, 8) установлено в расточке корпуса с натягом 0,10–0,13 мм. Крепление его выполнено следующим образом: восемь шпоночных сегментов 2 введены во внутренние пазы в клапанной коробке блока парораспределения и образуют кольцо, в которое входит гайка 3, затянутая до упора. Сегменты фиксируются двумя штифтами 4 Ø 24 мм, после установки которых отверстия закрываются резьбовыми пробками 5.

Данная конструкция седла детально проверена на турбинах К-300-240, на которых с 1970 г. случаев нарушения крепления седла не было. На этих турбинах в первые годы эксплуатации наблюдалась выпрессовка седел из-за значительных выталкивающих усилий и пульсаций парового потока. В результате многочисленных исследований были изменены геометрические размеры седла и конфигурации диффузорной части, выполненной в корпусе.

Седло стопорного клапана фиксируется в корпусе посредством зачеканенных колец из мягкой аустенитной стали.

Передача усилий от сервомотора к регулирующим клапанам каждого блока парораспределения осуществляется посредством распределительного устройства (см. рис. 9.2).

Шток сервомотора жестко соединен с зубчатой рейкой 15, находящейся в зацепле

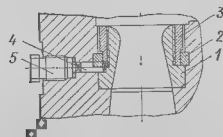


Рис. 9.4. Седло регулирующего клапана:

1 — собственно седло; 2 — шпоночный сегмент; 3 — гайка, 4 — штифт; 5 — резьбовая пробка

нии с шестерней 16 распределительного вала 17, установленного в подшипниках на раме. На распределительном валу насажены профильные кулаки 18, обеспечивающие заданный закон открытия регулирующих клапанов. На кулаки при помощи роликов 19, перекачивающихся по профильным поверхностям, опираются рычаги 20, каждый из которых соединен с тягой 21 соответствующего регулирующего клапана

Открытие регулирующих клапанов происходит следующим образом: перемещение зубчатой рейки вверх приводит во вращение распределительный вал, и профильные кулаки перемещают свободные концы рычагов вверх

При этом происходит перемещение тяг и открытие регулирующих клапанов.

Закрытие регулирующего клапана осуществляется сложной (составной) пружинной схемой, состоящей из двух пружин 23, 24 (см. рис. 9.2).

Пружина обеспечивает также статическую устойчивость клапана в зоне, где возникает отрицательное усилие, направленное в сторону открытия клапана.

В ряде конструкций парораспределительных органов закрытие клапанов производится при помощи приводного механизма. В этом случае пружина выбирается таким образом, что она обеспечивает закрытие регулирующего клапана в случае выхода из строя приводного механизма или полного исчезновения давления рабочей жидкости [57]

9.3. КОНСТРУКЦИЯ БЛОКА КЛАПАНОВ

ПРОМПЕРЕГРЕВА

Для уменьшения потерь на клапанах разработана конструкция комбинированного стопорно-регулирующего клапана, введенная на всех турбинах при наличии промежуточного перегрева пара.

Принципиальной особенностью блока клапанов промперегрева (рис. 9.5) является наличие одного запорного органа, управляемого двумя сервомоторами, действующими независимо друг от друга. Сервомоторы односторонние, пружинные. Наружный сервомотор находится под воздействием системы защиты и закрывает клапан при ее срабатывании. Внутренний сервомотор управляется системой регулирования.

Шток комбинированного клапана выполнен двойным. На нижний конец наружного пустотелого штока 1 навинчена цилиндрическая гайка 2 (толкатель), предназначенная для принудительного перемещения клапана на закрытие. Верхний конец наружного штока соединен с поршнем наружного сервомотора. Внутренний шток 3 входит в расточку наружного штока и при своем движении пе-

ремещает клапан 4. Верхний конец внутреннего штока соединен с поршнем внутреннего сервомотора. Диаметр внутреннего штока 60 мм, наружного — 100 мм.

Таким образом, внутренний шток, а также поршень внутреннего сервомотора нигде не соприкасаются с неподвижными деталями,

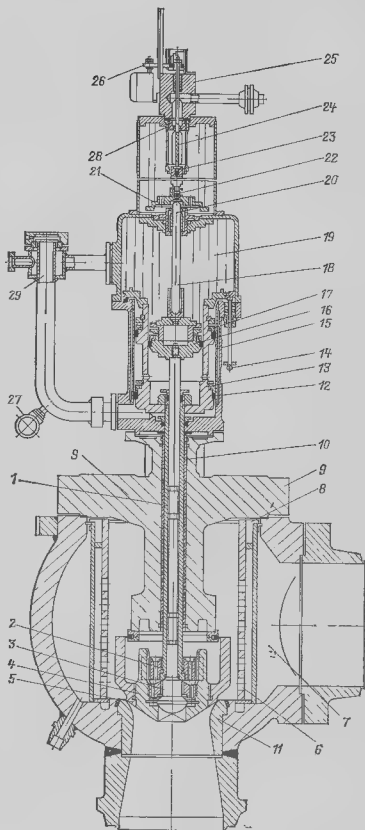


Рис. 9.5. Блок клапанов промперегрева:

1 — наружный шток; 2 — толкатель; 3 — внутренний шток с разгрузочным клапаном; 4 — клапан; 5 — разгрузочный цилиндр; 6 — паровое сито; 7 — корпус блока клапанов; 8 — верхняя планка; 9 — крышка клапана; 10 — уплотнительная втулка; 11 — седло; 12 — кольцо уплотнительное; 13 — поршень; 14 — цилиндр; 14 — указатель; 15 — рубашка; 16 — поршень; 17 — кольцо нажимное; 18 — палец; 19 — пружина; 20 — втулка; 21 — тарелка; 22 — замок; 23 — пружина; 24 — конус обратной связи; 25 — крышка; 26 — поводок; 27 — устройство расхолаживания; 28 — диафрагма; 29 — выключатель

чем обеспечивается надежность конструкции, равноценная надежности двух последовательно включенных стопорного и регулирующего клапанов.

В результате внедрения данной конструкции блока клапанов промперегрева потери на дросселирование пара снизились на 50% по сравнению с двумя клапанами.

В закрытом положении на клапан действует усилие около 1200 кН (120 тс), вследствие этого он выполнен с разгрузкой. Разгрузочный клапан, представляющий одно целое с внутренним штоком 3, перемещающаяся вверх, выпускает пар из камеры разгрузочного цилиндра 5. При этом давление пара и усилие на клапан резко снижаются.

Как известно, по мере подъема клапана паровое усилие, действующее на него, меняет свое направление и величину (§ 91). В определенной зоне открытия клапана усилие, направленное снизу вверх, превалирует над усилием противоположного знака и клапан резко перемещается вверх, закрывая отверстие разгрузочного клапана. Давление пара в разгрузочном цилиндре 5 мгновенно повышается, и клапан двигается вниз. Возникает вибрация клапана, которая может привести к его разрушению [24, 56].

Для предотвращения вибрации клапана предусмотрено паровое нагружение, идея которого заключается в искусственном увеличении поступления пара в камеру разгрузочного цилиндра по мере подъема клапана, чем достигается постоянное направление усилия в сторону его закрытия. Увеличение поступления пара в разгрузочный цилиндр происходит благодаря конусности на о внутренней поверхности.

Паровое нагружение оказалось достаточно эффективным и применяется заводом на всех клапанах с разгрузкой.

Внутри разгрузочного цилиндра 5 выфрезерованы два паза, куда с двухсторонним зазором 0,75—0,90 мм входят выступы, выполненные диаметрально противоположно на толкателе 2, предотвращающие вращение клапана в паровом котле.

В открытом положении клапана толкатель прижат усилием сервомотора к крышке 9, что предохраняет его от возможности вращение. Ход основного клапана—136 мм, разгрузочного клапана—10 мм, толкателя—143 мм.

Седло 11 устанавливается в расточку корпуса с натягом и фиксируется посредством расчеканенных колец из мягкой austenитной стали аналогично креплению седла стопорного клапана блока парораспределения.

Уплотнение внутреннего штока 3 в наружном 1 выполнено в виде кольцевых выточек на поверхности штока и образует серию лабиринтов. Зазор между внутренним штоком

и расточкой наружного составляет 0,4—0,46 мм на диаметр.

Уплотнение наружного штока выполнено аналогично уплотнению штоков стопорных и регулирующих клапанов высокого давления. Шток перемещается во втулках 10, на внутренней поверхности которых выполнены кольцевые выточки. Высота втулки 120 мм, она устанавливается в расточку крышки клапана 9 с зазором 0,02—0,04 мм. Зазор между наружным штоком и втулками составляет 0,5—0,565 мм на диаметр.

Из уплотнений обоих штоков осуществлен двойной отсос пара с двух диаметрально противоположных сторон. Для охлаждения штоков и их уплотнений через крышку клапана 9 подводится пар из «холодной» нитки промперегрева давлением примерно 4 МПа (40,8 кгс/см²) и температурой 380 °С (при номинальной нагрузке) с двух сторон крышки.

Внутри корпуса блока клапанов 7 установлено паровое сито 6, предохраняющее проточные части ЦСД и ЦНД от попадания инородных твердых частиц.

Сито представляет собой цилиндрический стальной каркас с толщиной стенки 16 мм, в котором выполнены в шахматном порядке отверстия диаметром 45 мм. К каркасу приварены сетки толщиной 6 мм с отверстиями диаметром 4 мм. Сито имеет несверленные участки, обращенные в стороны подводящих патрубков.

Для увеличения жесткости сита между каркасом и сеткой приварены планки (шесть планок на равных расстояниях) и два кольца, одно на расстоянии 100 мм от верхнего торца и второе заподлицо с нижним торцом. После приварки нижнее кольцо обрабатывается по диаметру 550 мм для установки сита в корпусе. Нижняя часть сита фиксируется по заточке диаметром 550 мм, выполненной в корпусе блока с диаметрально зазором 0,2, 0,3 мм. В верхней части сито удерживается кольцом диаметром 665 мм и от вращения — четырьмя выступами, каждый шириной 16 мм. Для компенсации расширения сита во время прогрева блока клапанов предусмотрен вертикальный зазор 4,5 мм между верхними планками 8 и крышкой блока.

Корпус блока клапанов представляет собой отливку из легированной стали и выполнен из условий прочности в виде сферы с внутренним радиусом 535 мм и толщиной стенки 80 мм. К фланцу нижнего патрубка корпуса 7 присоединяется стальное литое колено, предназначенное для подвода пара в ЦСД турбины.

Клапан диаметром 500 мм состоит из собственно клапана 4, на котором навинчен раз-

грузочный цилиндр 5. Соединение двух деталей тщательно обваривается. Клапан и разгрузочный цилиндр выполнены из ковanej легированной стали.

На крышке клапана устанавливается блок сервомоторов, который центрируется по верхней расточке крышки.

Регулирующие и стопорные клапаны турбины испытываются на плотность после каждого капитального ремонта агрегата и во всех случаях разборки органов парораспределения, могущей нарушить контакт кроющих поверхностей клапанов.

Испытание на плотность клапанов при полных параметрах пара проводят слонно и нежелесообразно. Вследствие этого для вышеуказанного испытания приняты следующие параметры пара: перед блоком парораспределения давление 8 МПа (81,6 кгс/см²), температура 320 °С, перед блоком клапанов промерзерева давление 2 МПа (20,4 кгс/см²), температура 230 °С. При этом частота вращения ротора, установленная правилами технической эксплуатации электростанций и сетей (§ 9.1), снижается с 25 с⁻¹ (1500 об/мин) (50% номинальной частоты вращения при полных параметрах пара) до 10 с⁻¹ (600 об/мин).

Таким образом, при испытании регулирующих или стопорных клапанов на плотность при указанных выше параметрах пара установленная частота вращения турбины К-500-240 при закрытых регулирующих или стопорных клапанах не должна превышать 10 с⁻¹.

9.4. МЕТАЛЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ОРГАНОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Металл, из которого изготавливаются детали парораспределения, находящиеся под воздействием высокой температуры пара и больших, усилий, претерпевает структурные изменения, не наблюдающиеся в обычных условиях работы [44].

При непосредственном воздействии пара высокой температуры на напряженные детали системы парораспределения снижается твердость и прочность металла. Особенно это происходит при температуре пара, превышающей 500 °С. Подвергается также изменению его пластичность; становятся заметными ползучесть и релаксация материала, резко повышается интенсивность коррозии деталей.

В связи с переходом на сверхкритические параметры пара значительно повышаются требования к металлам для деталей парораспределения.

В турбостроении нашли применение жаропрочные стали, способные эффективно сопротивляться различным деформациям и разрушению при высоких температурах пара и значительных рабочих напряжениях переменных величин.

В результате многочисленных исследований, проведенных в заводских лабораториях металлов, а также на основе изучения опыта эксплуатации элементов парораспределения

турбин К-300-240 и первых турбин К-500-240 выбраны приведенные в табл. 9.1 легированные стали для основных деталей парораспределения турбины К-500-240.

Пружины органов парораспределения и регулирования изготавливаются из кремнистой стали (для устройств, работающих в условиях температуры до 250 °С) и реже из хромованадиевой стали (до температуры 400 °С). Эти стали относятся к категории высокопрочных — с лучшей усталостной прочностью. Допускаемые напряжения для пружин обычно устанавливаются на основании опыта их исследований и эксплуатации.

Выбор допускаемых напряжений производится в зависимости от предела прочности материала. С увеличением диаметра проволоки снижается предел прочности, что вызывает уменьшение допускаемых напряжений.

На основании опыта проектирования и исследования пружин на заводе можно рекомендовать следующие значения для выбора допускаемых напряжений:

1) Для пружин ответственного назначения, работающих при меняющейся в ограниченных пределах нагрузке,

$$\sigma_{\text{доп}} = (0,3 \div 0,4) \sigma_{\text{в}} \text{ (предела прочности).}$$

2) Для пружин ответственного назначения, работающих при постоянной нагрузке,

$$\sigma_{\text{доп}} \rightarrow (0,4 \div 0,5) \sigma_{\text{в}}.$$

3) Для пружин менее ответственных (легко заменяемых)

$$\sigma_{\text{доп}} = (0,6 \div 0,7) \sigma_{\text{в}}.$$

При выборе допускаемых напряжений необходимо учитывать некоторые факторы, влияющие на работу пружины.

К ним следует отнести:

условия работы пружины (температура и коррозионная активность среды);

термообработку стали (вид термообработки), качество материала;

характер нагрузки (статический и динамический) и т. д.

Напряжения в винтовых цилиндрических пружинах растяжения и сжатия определяют по формуле, заимствованной из [57];

$$\tau = k \frac{8PD}{\pi d^3}, \quad (9.1)$$

где P — сила, сжимающая пружину; D — средний диаметр пружины; d — диаметр проволоки; k — коэффициент, учитывающий кривизну витка и деформацию среза, зависит от индекса пружины $c = D/d$.

В [57] приводятся значения коэффициента k в зависимости от индекса пружины c :

$$c = 3; 4; 5; 6; 8; 10$$

$$k = 1,58; 1,4; 1,3; 1,25; 1,18; 1,14$$

Таблица 9.1. Материалы основных деталей парораспределения

Наименование деталей	Материал	Обозначение
Блок парораспределения		
Корпус регулирующих клапанов. Лапа Корпус стопорного клапана. Плита опорная	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия	15Х1М1Ф-Л
Сито паровое. Втулка направляющая и фланец специальный	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия, никеля и вольфрама	1Х12ВНМФ
Сетка паровая. Каркас сетки паровой. Кольцо уплотнительное	Сталь аустенитная с содержанием хрома, никеля и титана	12Х18Н10Т
Крышка. Гайка упорная (стопорно и регулирующих клапанов)	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия	15Х1М1Ф (поковки)
Клапаны регулирующие и стопорный, седла, штоки клапанов, втулки уплотнительные, втулки паростоводящие	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия, титана и бора	20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182)
Тяги, опоры шарниров, шарниры, втулки. Промежуточная часть и опора шаровая распрестройства. Профильные кулаки, ролики, оси. Ось под шпинника	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия	25Х1МФ
Плиты (верхняя и нижняя) распрестройства	Сталь углеродистая	МСтЗСП
Рычаг (вилка и кольцо)	Сталь с содержанием хрома и молибдена	15ХМ
Вал кулачковый	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ния	38ХМЮА

Блок клапанов промпрегрева

Корпус блока, патрубков, башмак, крышка	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия	15Х1М1Ф-Л
Сито паровое, планки, кольца (верхнее и нижнее), каркас, сетка	Сталь аустенитная с содержанием хрома, никеля и титана	12Х18Н10Т
Толкатель, шток толкателя, шток клапана, кольца, втулка уплотнительная, втулка паростоводящая, втулка упорная, клапан, разгрузочный цилиндр, седло	Сталь с содержанием хрома, молибдена, ванадия, титана и бора	20Х1М1Ф1ТР (ЭП-182)

Таким образом, уменьшение индекса пружины влечет за собой повышение напряжений.

Наиболее приемлемые значения индекса пружины как с точки зрения прочности, так и конструкции ее следует считать 5, 6, 8. Индексы 3, 10 (и превышающие 10) при проектировании пружин применять не рекомендуется.

Максимальные напряжения возникают на внутренних волокнах сечения витка, как и конструкции ее напряжения от кручения и среза на внутренних волнах складываются между собой.

Ниже приводятся ориентировочные данные по допускаемым напряжениям для применяемых в системах парораспределения и регулирования пружин ответственного назначения в зависимости от диаметра проволоки.

При правильной термообработке, качественном поверхностном упрочнении и заливании пружин до соприкосновения витков

Таблица 9.2. Допустимые напряжения для пружин ответственного назначения, изготовленных из кремнистой и хромованадиевой стали

Диаметр проволоки d , мм	Допустимое напряжение $\sigma_{\text{доп}}$ МПа (кгс/мм ²)
10—16	780—650 (79,56—66,30)
18—24	630—550 (64,26—56,10)
26—32	520—450 (53,04—45,90)
34—40	430—380 (43,86—38,76)
42—46	360—300 (36,72—30,60)

могут быть приняты более высокие допускаемые напряжения (примерно на 10% выше).

Сложная составная пружина каждого клапана установлена в специальном стакане

25 (см. рис. 9.2), соединенном при помощи фланцевого соединения с крышкой клапана 10 (через специальный фланец 26, навинченный на крышку клапана).

Для предотвращения перекашивающего действия сложной пружины на шток регулирующего клапана ее усилие передается через направляющую деталь 27 на опору шарнира 28, соединенную жестко со штоком клапана 8.

Пружины регулирующих клапанов, а также ответственные пружины регулирующих устройств турбины подвергаются заневоливанию, т. е. сжатию до соприкосновения витков и выдерживанию в таком состоянии около 24 ч. Заневоливание повышает несущую способность пружин в пределах упругих деформаций. В результате заневоливания пружина получает некоторую дополнительную усадку, которая учитывается в технологическом процессе.

Упрочнение деталей парораспределения производится азотированием. В зависимости от марки стали и параметров процесса азотирования твердость азотированной поверхности может доходить до $HV=1000$. Глубина азотированного слоя может быть 0,5—0,9 мм, однако эффективная (т. е. достаточно твердая) глубина не превышает 0,25—0,30 мм.

Важно отметить, что в процессе азотирования не все марки сталей дают равноценные результаты. Углеродистые стали, например, в результате азотирования не повышают своей твердости, зато поверхность этой стали становится коррозионно-стойкой, что дало возможность внедрить на заводе антикоррозионное азотирование углеродистых сталей.

В процессе азотирования происходит увеличение размеров азотированных деталей, находящихся в прямой зависимости от глубины слоя (или продолжительности процесса) и температуры среды. Некоторый рост размеров азотированных деталей происходит и во время эксплуатации турбоагрегата под воздействием высокой температуры пара. Приращение размеров становится особенно заметным в начальной стадии работы этих деталей, примерно после 1000—1500 ч работы, после чего оно почти прекращается. Увеличение размеров деталей как в процессе азотирования, так и во время эксплуатации зависит и от марки стали. Как показал опыт эксплуатации, азотирование как средство поверхностного упрочнения является удовлетворительным до температуры рабочего тела (пара) 540—550 °C.

Наблюдения за работой органов парораспределения турбин К-300-240 и К-500-240 показали, что после 5000 ч непрерывной эксплуатации твердость азотированных деталей снижается с первоначальных $HV=800\div900$ до $HV=350\div400$, после чего твердость протекает очень медленно.

Таким образом, проблема поверхностного упрочнения деталей парораспределения

органов в условиях современных параметров пара требует и других решений.

На некоторых заводах ведутся работы по поверхностному упрочнению деталей парораспределения (штоков регулирующих, стопорных клапанов и др.) путем наплавки сталитом рабочих поверхностей. После наплавки штоки обрабатываются специальными резцами либо шлифовальными устройствами. Толщина слоя после обработки составляет 2—3 мм, поверхностная твердость около $HV=500$.

Ведутся исследования по диффузионному хромированию с последующей нитридизацией. В настоящее время этот способ упрочнения освоен для деталей из аустенитной стали (ЭИ-612). Процесс диффузионного хромирования этих деталей заключается в диффузионном насыщении поверхности детали хромирующей смесью, состоящей из 70% металлического хрома, 29% окиси алюминия (Al_2O_3 — глинозем) и 1% йодистого аммония (NH_4I) при температуре 1100 °C. Последующая нитридизация осуществляется в среде азота при той же температуре. Глубина упрочненного слоя составляет 0,08—0,12 мм, поверхностная твердость — $HV=600$. В процессе упрочнения происходит незначительный рост размеров деталей, который учитывается в технологических процессах. Во время эксплуатации не наблюдается увеличения размеров. Любая длительность эксплуатации не вызывает разупрочнения деталей, что является существенным преимуществом диффузионного хромирования перед азотированием.

9.5. ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ¹

Расходные и нагрузочные характеристики. Детальные исследования закона изменения расхода пара через клапан при разных его положениях показывают, что пропуск пара в большинстве случаев не совсем подчиняется линейной зависимости от перемещения клапана. Это объясняется главным образом отсутствием пропорциональности между перемещением клапана и изменением проходного сечения, открываемого им. Также не остается неизменным коэффициент расхода. Имеет значение и то обстоятельство, что пропуск пара через клапан зависит не только от его сечения, но и от перепада давления на нем, который меняется по мере изменения открытия клапана.

В процессе исследований системы парораспределения определяют обычно так называемую расходную характеристику, т. е. за-

¹ Характеристики парораспределения сняты на турбоагрегате Троицкой ГРЭС персоналом Уралтехэнерго под руководством инж. А. А. Золотарева.

зависимость расхода через турбину от перемещения сервомотора части высокого давления. Характер этой зависимости определяет форму статической характеристики системы регулирования турбины.

Неудовлетворительная расходная характеристика искажает статическую характеристику, что приводит к крайне ненормальной работе турбоагрегата.

В таких случаях прибегают к спрямлению расходной характеристики путем применения различных способов, в частности:

1. Профилирования рабочих поверхностей кулаков распределительного механизма. Этот способ спрямления расходной характеристики широко применяется при доводке систем парораспределения паровых турбин.

2. Линеаризации локальной характеристики клапана путем применения дроссельного воротника на седле или дроссельного конуса на клапане. Этот способ является наиболее радикальным и используется в большой степени турбостроительными заводами.

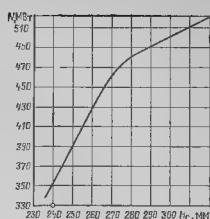
3. Введения перекрыши в открытии регулирующих клапанов, т. е. каждый последующий клапан начинает открываться до того, как полностью откроется предыдущий. Этим как бы исключается та часть характеристики клапана, в зоне которой происходит незначительное приращение расхода пара.

Перекрыши в открытии регулирующих клапанов приведены на рис. 9.6, на котором представлена зависимость между перемещением регулирующих клапанов и ходом сервомотора части высокого давления [63].

Расходная характеристика служит основой для первичного профилирования кулаков распределительного механизма.

На рис. 9.7 представлена нагрузочная характеристика, т. е. «Изменение мощности генератора (ΔN) в зависимости от перемещения поршня сервомотора ($H_{серв}$)», которая обеспечила удовлетворительную статическую характеристику и устойчивую работу системы регулирования.

Рис. 9.7. Изменение мощности на выходах генератора ΔN в зависимости от перемещения сервомотора ($H_{серв}$). Характеристика снята на работающей турбине в пределах нагрузок 330—520 МВт



Силовые характеристики. Сверхкритические параметры пара создают большие паровые усилия на клапаны. **Мощность сервомоторов** (их размеры и давление рабочей жидкости) определяется в зависимости от суммарных усилий на регулирующие клапаны: паровых усилий и усилий пружин. Учитываются также силы трения штоков в направляющих втулках и в сочленениях распределительного механизма.

При отрыве клапана от седла и дальнейшем его открытии на нижнюю плоскость действует отрицательное усилие, которое увеличивается по мере подъема клапана.

При каком-то промежуточном положении клапана оба усилия — на закрытие и на открытие — уравниваются, и при дальнейшем его подъеме отрицательное усилие превалирует над усилием, направленным на закрытие регулирующего клапана и оказывает на него выталкивающее действие [68].

Паровые усилия на регулирующие клапаны по мере их подъема определяются в зависимости от давления пара перед регулирующими клапанами и за ними на всем диапазоне их открытия. Причем давление пара перед регулируемыми клапанами определяется как разность начального давления и потери давления в стопорном клапане. Эта потеря давления находится в зависимости от расхода пара и потери давления в стопорном клапане при номинальной нагрузке.

Давление пара за регулируемыми клапанами определяется как сумма давления перед сегментами сопел и потери давления в паропроводах, соединяющих блоки парораспределения с сопловыми камерами части высокого давления. Эта потеря давления находится в зависимости от расхода пара и потери давления в паропроводах при номинальной нагрузке.

По мере подъема клапана площади его проходных сечений, находящиеся под действием давления пара за клапаном, определяются графически.

Таким образом, зная давления пара и площади проходных сечений клапана, можно

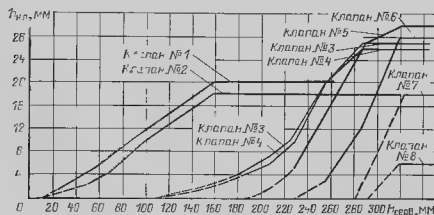


Рис. 9.6. Перемещение регулирующих клапанов ($H_{кл}$) в зависимости от хода сервомотора ЧВД $H_{серв}$. Характеристика снята на остановленной турбине

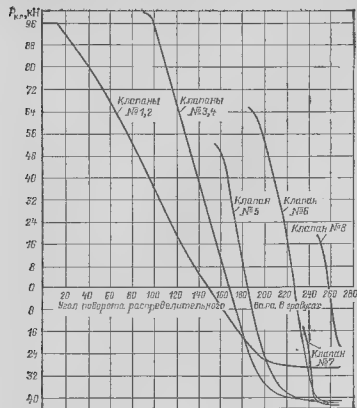


Рис. 9.8. Изменение паровых усилий на регулирующие клапаны в зависимости от угла поворота распределительного вала

определять паровые усилия, действующие на всем диапазоне его хода.

На рис. 9.8 представлено изменение паровых усилий на регулирующие клапаны в зависимости от угла поворота распределительного вала (силовая характеристика). При каком-то угле поворота распределительного вала (открытии клапана) кривые изменения паровых усилий пересекают нулевую (равновесную) линию и на клапаны начинают действовать отрицательные усилия, направленные в сторону их открытия.

Следует иметь в виду, что результаты определения паровых усилий на всем диапазоне подъема клапана являются приближенными. Некоторая неточность полученных данных вызвана приближенным подсчетом давления пара за регулируемыми клапанами, точнее, определением величин потери давления в паропроводах между клапанами и сопловыми камерами и приближенным определением площади воздействия давления пара на клапан.

Точное определение паровых усилий возможно только путем опытной продувки модели клапана. Однако полученные выше данные являются достаточно достоверными для расчета сервомоторов. Для этого необходимо привести полученные паровые усилия к штоку сервомотора

На каждом регулирующем клапане устанавливается пружина сжатия. Таким образом создается суммарное усилие (пара и пружины), постоянное по знаку на всем диапазоне

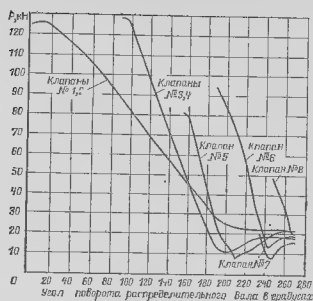


Рис. 9.9. Суммарные усилия от пара и пружин, приведенные к штокам клапанов, в зависимости от угла поворота распределительного вала

открытия клапана. Усилие пружины изменяется пропорционально ее натягу, т. е. перемещению клапана. Открытие регулирующего клапана вызывает возникновение и увеличение отрицательного парового усилия, но одновременно в прямой зависимости увеличивается и усилие пружины. Таким образом, суммарное усилие направлено в сторону закрытия клапана.

На рис. 9.9 приведена силовая характеристика системы парораспределения, представляющая суммарные усилия от пара и пружин, приведенные к штокам клапанов, в зависимости от угла поворота распределительного вала.

Представляют интерес следующие две характеристики:

1. Перемещение поршня сервомотора ЧВД ($H_{серв}$) в зависимости от изменения давл. силовой воды под ним (Δp) (рис. 9.10).
2. Перемещение клапана промпрегрева ($H_{кл}$) в зависимости от изменения давления силовой воды под поршнем внутреннего сервомотора (Δp_v) (рис. 9.11).

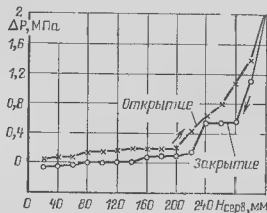


Рис. 9.10. Перемещение поршня сервомотора ЧВД $H_{серв}$ в зависимости от изменения перепада давл. силовой воды Δp

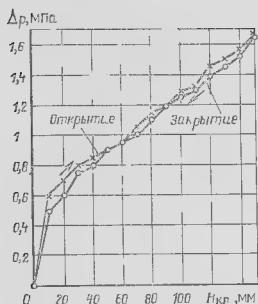


Рис. 9.11. Перемящение клапана промпрегрева $H_{кл}$ в зависимости от изменения давления силовой воды p_d поршнем внутреннего сервомотора (p_d)

Приведение суммарных усилий на клапан. При проектировании системы регулирования необходимо определить величины усилий, которые должен преодолеть сервомотор при своем рабочем перемещении. Для этого необходимо привести суммарные усилия, действующие на регулирующие клапаны, к штоку сервомотора.

Как указано ранее, суммарные усилия состоят из паровых усилий, усилий пружин и сил трения в органах парораспределения и в сочленениях распределительного устройства.

Силы трения не являются стабильными, они обычно меняются в процессе эксплуатации под влиянием следующих факторов: изменения зазоров из-за температурных расширений, возникновения заеданий из-за попадания на твердые частицы и отложения примесей пара между трущимися поверхностями, состояния рабочих поверхностей и т. д.

Расчет приведенных усилий производится для каждого клапана в отдельности для различных положений хода сервомотора. Путем их суммирования получают приведенные суммарные усилия каждого сервомотора¹ (без сил трения) [68].

Принимая коэффициент трения для подшипников качения равным 0,04 и определяя усилия, приложенные по нормали к кулаку 18 (см. рис. 9.2), находят с некоторой неточ-

¹ Исследования характеристик парораспределения выполнены ниж. В. С. Зинченко.

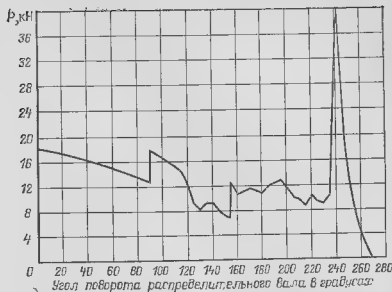


Рис. 9.12. Диаграмма усилий регулирующих клапанов 1, 3, 5, 7 (блока парораспределения № 1), приведенных к штоку сервомотора

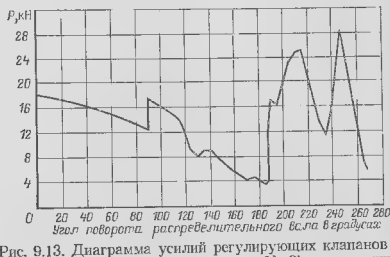


Рис. 9.13. Диаграмма усилий регулирующих клапанов 2, 4, 6, 8 (блока парораспределения № 2), приведенных к штоку сервомотора

ностью силу трения и дополнительное усилие сервомотора, потребное для ее преодоления.

Учитывая, что силы трения определены неточно, а также возможность их увеличения в условиях эксплуатации, расчетное усилие сервомотора принимают с запасом. Коэффициент запаса перестановочного усилия принимается [16] обычно 1,5 - 2,0.

На рис. 9.12 представлена диаграмма усилий регулирующих клапанов 1, 3, 5, 7 (блока парораспределения № 1), приведенных к штоку сервомотора.

На рис. 9.13 представлена диаграмма усилий регулирующих клапанов 2, 4, 6, 8 (блока парораспределения № 2), приведенных к штоку сервомотора.

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ К-500-240-2

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматическая система регулирования (АСР) выполнена с прямыми и обратными гидравлическими связями. Рабочее тело системы — конденсат. На большинстве выпущенных турбин АСР — гидродинамическая, на нескольких в качестве измерителя частоты вращения используется гидромеханический бесшарнирный центробежный датчик ВТИ. В систему предусмотрен ввод электрических сигналов различной величины и длительности, что позволяет турбине работать с разнообразными блочными и энергосистемными регуляторами (частоты, мощности, давления пара и т. д.).

Автоматическая система защиты (АСЗ) электрогидравлическая, с электрическими измерителями и гидравлической исполнительной частью. Только защита по превышению частоты вращения (автомат безопасности) выполнена механогидравлической. Надежность и быстрдействие АСЗ достигаются дублированием элементов, исключением золотниковых пар, введением положительных обратных связей, периодическими проверками на остановленной и работающей турбине.

Основные характеристики систем АСР и АСЗ приведены в табл. 10.1.

Системы АСР и АСЗ турбины представляют собой системы, в значительной степени унифицированные с аналогичными системами турбин К-300-240 и К-300-240-2 и модернизированные в соответствии с опытом их эксплуатации. Развитие водяных систем регулирования от турбин К-300-240 к турбине

Таблица 10.1. Основные характеристики автоматических систем регулирования и защиты

Наименование	Величина, %
Общая неравномерность поддержания частоты вращения	4,5±0,5
Местная неравномерность	3-9
Печувствительность по изменению частоты вращения	0,2
Нечувствительность по входному электрическому сигналу	3
Динамическое увеличение частоты вращения при полном сбросе нагрузки	9,5—10
Частота вращения, при которой срабатывает автомат безопасности	111—112
Динамическое увеличение частоты вращения после срабатывания автомата безопасности	7—8

К-500-240-2 стало возможным только в результате многочисленных и разносторонних исследований, проведенных совместно с заводом организациями Союзтехэнерго, Южтехэнерго, Уралтехэнерго, Казэнергоналадка, ВТИ.

АСР и АСЗ турбин К-500-240-2 по сравнению с АСР и АСЗ турбин К-300-240 имеют более простые схемы связей и расхаживания, повышенное давление, меньшие запаздывания открытия клапанов при отработке команд импульсной разрузки, более развитую электрическую часть и т. п. Ряд усовершенствований обеспечивает надежную работу систем при резких изменениях расхода: введены гидроаккумуляторы, функционально разделены трубопроводы силовой воды, установлены обратные клапаны на входе в турбиновые линии и т. д. Ряд мероприятий, особенно по увеличению надежности и ремонтпригодности отдельных механизмов, введен одновременно на турбинах К-500-240-2 и К-300-240-2 последних выпусков.

10.2. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА АСР. НАЗНАЧЕНИЕ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Принципиальная схема регулирования турбин К-500-240-2 изображена на рис. 10.1. По функциональному назначению все элементы АСР могут быть разбиты на четыре группы. Первая из них сервомоторы с распределительными золотниками, вторая — измерители регулируемых параметров или возмущений и преобразователи в унифицированный сигнал управления сервомоторами (командные органы). Третья группа — устройства расхаживания отдельных элементов АСР и клапанов на работающей турбине, четвертая — элементы системы водоснабжения.

В АСР имеются четыре сервомотора регулирующих клапанов 11: два — клапанов высокого давления (главные сервомоторы 9, 10) и два — клапанов промперегрева (14, 15).

Главные сервомоторы, каждый из которых перемещает четыре регулирующих клапана, — двухсторонние.

В неподвижном состоянии усилия пара н пружин, действующие на клапаны, уравновешиваются разностью давлений на поршень сервомотора. Полости над и под поршнем в зависимости от положения отсечного золотника 7 могут быть связаны либо с напорным коллектором от насосов, либо с дренажным баком, либо быть отсоединенными от того и от другого. Последнее имеет место только при определенном, так называемом «среднем» положении отсечного золотника, при этом сервомотор неподвижен. При перемещении золотника вверх от среднего положения полость под поршнем сервомотора соединяется с напорным коллектором, противоположная полость — с дренажным баком, и сервомотор движется вверх, открывая клапаны.

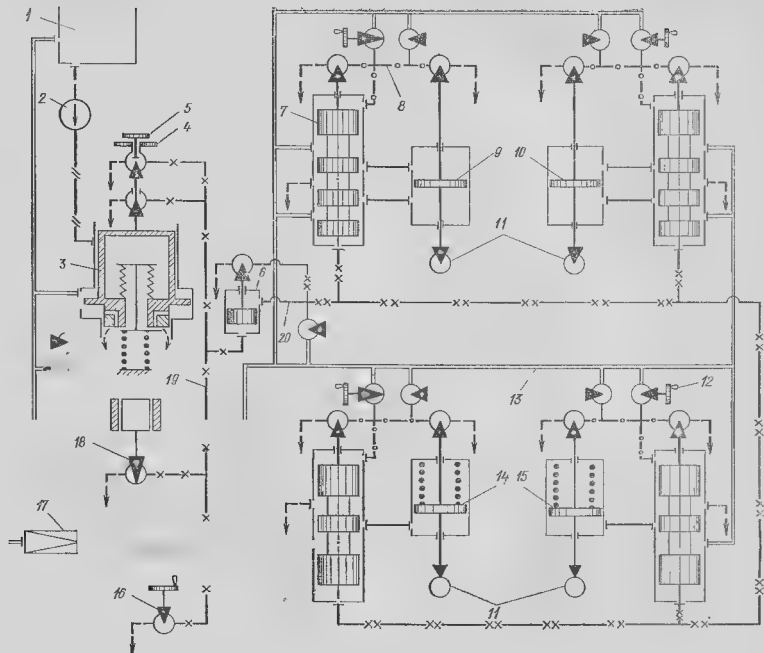


Рис. 10.1. Принципиальная схема регулирования:

1 — бак импеллера; 2 — насос-импеллер; 3 — золотник регулятора скорости; 4, 16 — механизмы управления турбиной; 5 — ограничитель мощности; 6 — промислотник; 7 — отсеčný золотник; 8 — линия обратной связи; 9, 10 — главные сервомоторы; 11 — регулирующий клапан; 12 — устройство для расширения; 13 — силовая пода; 14, 15 — сервомоторы клапанов промислотреуса; 17 — фильтр; 18 — электрогидропреобразователь; 19 — линия 1-го усиления; 20 — следящая линия 1-го усиления

При перемещении золотника вниз от среднего положения соответствующие полости соединяются не с напорным коллектором, а с дренажным баком и наоборот, и сервомотор движется, закрывая клапаны. Так как даже при небольшом смещении золотника от среднего положения давления в полостях сервомоторов приближаются к полному или нулевому, движение сервомотора не прекращается до тех пор, пока отсеčný золотник не вернется в среднее положение.

Отсеčný золотник 7 по существу представляет собой комбинацию двух жестко связанных элементов: собственно отсечного золотника, содержащего распределительные крошки подвода конденсата к сервомотору, и промежуточного сервомотора, управляемого гидравлическими линиями, которые передают сигналы по положению командных органов и сервомотора. Давление под золотником (в следящей линии первого усиления 20) не зависит от положения золотника и сервомотора и представляет собой управляющий импульс для сервомотора. При увеличении этого давления золотник перемещается вверх, давая команду на открытие клапанов, при уменьшении — вниз, давая команду на закрытие.

Напротив, давление в линии над золотником (линия обратной связи 8) зависит только от положения золотника и сервомотора и не зависит от положения

командных органов. Конденсат в линию обратной связи подается через дроссельное сечение, величина которого изменяется только при настройке. Слив из линии обратной связи может происходить через переменные сечения, определяемые положением золотника и сервомотора. При движении золотника или сервомотора вверх слив из линии обратной связи уменьшается, давление в ней растет, и отсеčný золотник начинает перемещаться вниз.

Из сказанного ясно, что при росте давления в следящей линии 1-го усиления 20 (команда на открытие клапанов) в первый момент происходит перемещение вверх отсечного золотника 7. При этом уменьшается слив из линии обратной связи 8, давление в ней растет. Как только это давление станет равным новому значению давления в следящей линии 1-го усиления, движение золотника прекратится. В результате смещения отсечного золотника из среднего положения вверх начинается перемещение сервомотора 9 на открытие. По мере этого перемещения также происходит уменьшение слива из линии обратной связи 8 и рост давления в ней. Отсеčný золотник 7 под действием увеличившегося давления в линии обратной связи начинает перемещаться вниз. Однако движение сервомотора на открытие продолжается до тех пор, пока золотник не вернется в среднее положение, т. е. в положение, ко-

торое он занимал до изменения давления в следующей линии 1-го усиления. Таким образом, при любых положениях сервомотора 9 отсчетный золотник 7 занимает одно и то же среднее положение, а каждому новому значению давления в линии 20 соответствует новое положение сервомотора 9 и новое значение давления в линии обратной связи 8.

Каждый из сервомоторов 9, 10, 14, 15 регулирующих клапанов имеет свой отсчетный золотник и свою линию обратной связи, следящая линия 1-го усиления для всех золотников — общая.

Сервомоторы регулирующих клапанов промпрегрева в отличие от главных — односторонние.

Конденсат от золотника подается только под поршень сервомотора, перемещая клапан на открытие. С противоположной стороны поршень нагружен пружинами, при подаче под поршень конденсата из напорного коллектора суммарное усилие на поршень направлено вверх, и клапан открывается; при сдвигании поршня под поршнем с дренажем клапан закрывается пружинами. В связи с этим отсчетные золотники сервомоторов промпрегрева выполнены двухщелевыми (с одной отсчетной бочкой), а не четырехщелевыми (с двумя отсчетными бочками), как золотники главных сервомоторов. В остальном золотники сервомоторов промпрегрева и схемы управления ими подобны золотникам и схемам главных сервомоторов.

Командными органами системы регулирования три: регулятор скорости с золотником 3 и механизмом управления турбиной (МУТ) 4; второй МУТ 16, на который обычно заводится сигнал по давлению свежего пара, и называемый поэтому регулятором давления, электрогидропреобразователь (ЭГП) 18, преобразующий входной командный сигнал изменения силы тока в перемещение золотника.

Все три регулятора управляют сливами из линии 1-го усиления 19. Подвод конденсата в линию первого усиления производится через шайбу, величина которой изменяется только при настройке. На линии 1-го усиления регуляторы установлены параллельно. При положении каждого, соответствующем полной нагрузке турбины, все сливы из линии 1-го усиления перекрыты и клапаны открыты полностью. Перемещение любого из регуляторов в сторону разгрузки турбины приводит к уменьшению давления в линии 1-го усиления независимо от положения других регуляторов и закрытию клапанов.

Для повышения быстродействия и устойчивости АСР между регуляторами и отсчетными золотниками устанавливаются промзолотник 6. Промзолотник разделяет собственно линию 1-го усиления 19 малого объема и следующую линию 1-го усиления 20 большого объема. Промзолотник поддерживает давление в следующей линии 1-го усиления 20 равным давлению в линии 1-го усиления 19. При движении отсчетных золотников на закрытие промзолотник, поддерживая указанное равновесие, открывает дополнительный слив из следующей линии 1-го усиления. Скорость изменения давления в следующей линии 1-го усиления в итоге тождественна скорости изменения давления в линии 1-го усиления и не зависит от скорости перемещения отсчетных золотников, сжимаемости гидромагистралей от промзолотника до отсчетных золотников и т. п.

Слив из линии 1-го усиления через регулятор скорости зависит от давления на выходе импульсного насоса импеллера 2, установленного на роторе турбины, и положения МУТ 4, управляемого электроприводом. Давление на импульсным насосом пропорционально квадрату частоты вращения ротора. На нескольких

турбинах К-500-240 2 вместо импульсного насоса установлен гидромеханический датчик угловой скорости конструкции ВТИ с выходной характеристикой, идентичной характеристике насоса.

Слив из линии 1-го усиления через регулятор давления определяется положением конуса, связанного через редуктор с валом электромотора. Величина слива на ЭГП определяется положением золотника, зависящим, в свою очередь, от величины тока на входе ЭГП. При подаче на вход ЭГП тока противоположного знака открывается дополнительный подвод конденсата в линию 1-го усиления и происходит открытие клапанов.

Питание линии 1-го усиления, следующей 1-го усиления и линий обратных связей производится из общего силового коллектора. Изменение давления в этом коллекторе не сказывается на положении сервомоторов, так как при этом давления во всех питаемых линиях изменяются пропорционально, и не происходит нарушения равенства сил, действующих на отсчетные золотники.

Устройства для индивидуального закрытия отдельных сервомоторов на работающей турбине (расхаживающие устройства) представляют собой дроссели 12, устанавливаемые между напорными коллекторами и линиями обратных связей сервомоторов. Нормально эти дроссели полностью закрыты и не влияют на работу АСР.

При расхаживании производится поочередное открытие этих дросселей и закрытие соответствующих сервомоторов и клапанов. Происходит это по той причине, что открытие дросселя расхаживания приводит к росту давления в соответствующей линии обратной связи при неизменном давлении в следящей линии 1-го усиления. В результате соответствующий отсчетный золотник смещается от среднего положения вниз, и его сервомотор начинает закрываться. Закрытие сервомотора вызывает снижение давления в линии обратной связи, возвращение отсчетного золотника в среднее положение и остановку сервомотора. Чем больше открытие дросселя, тем больший ход пройдет сервомотор на закрытие. После закрытия дросселя 12 сервомотор возвращается в исходное положение.

10.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КОНДЕНСАТА КАК РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

В качестве рабочей жидкости АСР и АСЗ применен конденсат. Опыт эксплуатации всех модификаций турбин К-300-240 и К-500-240 подтвердил его преимущества как рабочей жидкости по сравнению с маслом. Прежде всего конденсат абсолютно безопасен в смысле воспламенения и безвреден в смысле загрязнения окружающей среды. Во-вторых, конденсат является естественным элементом паротурбинной электростанции, его деаэрация и очистка от примесей производится для нужд электростанции независимо от применения в АСР. В-третьих, в схеме блока существуют источники питания конденсатом, мощность которых значительно превосходит потребности АСР, в результате сравнительно легко обеспечивается высокое быстродействие как на закрытие, так и на открытие клапанов.

Таблица 10.2. Характеристики системы водоснабжения

Наименование		Марка турбины	
		К-500-240	К-500-840-2
Расход конденсата (установившийся), т/ч	При полной нагрузке	200	160
	На холостом ходу	260	220
Давление конденсата, МПа (кгс/см ²)		2,2(22,4)	3,0(30,6)
Тип НРТ		6МС6×7	ЦНС 300 300
Количество работающих НРТ		2	1
Количество резервных НРТ		1	1
Увеличение расхода в переходном процессе иа, т/ч		250	200

В то же время опыт подтвердил необходимость учета при проектировании и эксплуатации АСР и АСЗ ряда специфических особенностей конденсата: отсутствие смазывающих свойств и склонность к застойной нечувствительности, малая вязкость, агрессивность ко многим материалам. АСР и АСЗ имеют общую систему водоснабжения. Конденсат в эти системы подается специальными насосами регулирования турбины (НРТ). Характеристики системы водоснабжения и НРТ приведены в табл. 10.2. Конденсат на всас НРТ может подаваться либо из собственного бака, либо от конденсатных насосов первого подъема (КН-1) после обессоливающей установки. Для поддержания давления в моменты переключения НРТ, увеличения расхода в динамике, кратковременной потери собственных нужд используются гидроаккумуляторы.

Рассматриваемая схема водоснабжения показана на рис. 10.2. При питании от насоса КН-1 (8) конденсат отбирается из линии, идущей к регенеративным установкам, к двум

параллельно установленным клапанам резерва питания 11 и далее на всас НРТ (12) и на вход АСР (1). После АСР конденсат собирается в баке системы регулирования 2 и оттуда через гидрозатвор сбрасывается в конденсатор турбины.

В случае снижения давления за насосом КН-1 клапаны резерва питания под действием водяного столба в баке регулирования открывают доступ конденсата из бака на всас НРТ и далее на вход АСР. Для предотвращения перегрева конденсата и уменьшения коррозии металла в этом режиме в бак регулирования открывается постоянная подпитка конденсата из линии химочищенной воды 5, излишек конденсата сбрасывается через гидрозатвор в конденсатор. При падении уровня в баке ниже заданного автоматически открывается дополнительная подпитка бака через электромагнитный клапан 4. Перемещение поршней гидроаккумуляторов 13 осуществляется питательной водой, отбираемой из напорной линии бустерных насосов.

Для борьбы с застойной нечувствительностью в АСР и АСЗ широко внедрены беззолотниковые элементы, вращение золотников, увеличены перестановочные силы, действующие на золотники, большинство пружин выполнено «гидравлическими». Уменьшение износа, особенно вращающихся золотников, достигается введением гидрозупоров, выравниванием давлений по окружности путем нарезки канавок, симметричного расположения управляющих окон и т. д. Весь конденсат после НРТ проходит через пластинчатые фильтры с шириной щели до 100 мкм, после монтажа или ремонта производится отмычка трубопроводов повышенным расходом конденсата по специальной схеме.

Предотвращение коррозии деталей в водяной среде осуществляется выбором материалов и применением специальных покрытий. Для золотников, букс, сопл, заслонок и других распределительных элементов применяется в основном нержавеющей сталь 30Х13 с закалкой до твердости 370—410 НВ. Несварные детали выполняются также из стали 30Х13, но без закалки; сварные детали применяются только при отсутствии перемещения относительно других деталей и выполняются из аустенитной стали Х18Н10Т и нержавеющей 10Х13. Корпусные детали и пружины изготовлены в большинстве случаев из углеродистых и легированных сталей с антикоррозионным азотированием. Материал направляющих втулок штоков сервомоторов и т. п. — оловянистая бронза. Все напорные трубопроводы после фильтров — из аустенитной стали Х18Н10Т, до фильтров и дренажные из углеродистой стали.

10.4. СХЕМА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ

В АСР обеих модификаций турбины К-500-240 применена компенсированная смешанная схема гидравлических связей с порш-

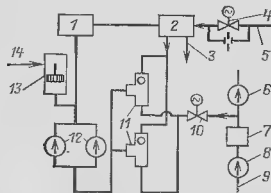


Рис. 10.2. Водоснабжение регулирования

1 — система регулирования; 2 — бак регулирования; 3 — сброс в конденсатор; 4 — электромагнитный клапан; 5 — химочищенная вода; 6 — конденсатный насос КН-1; 7 — обессоливающая установка; 8 — конденсатный насос КН-1; 9 — конденсат из конденсатора; 10 — задвижка с электроприводом; 11 — клапан резерва питания; 12 — насос регулирования турбины; 13 — гидроаккумулятор; 14 — питательная вода после бустерных насосов.

невым и дроссельным суммированием. Сложение управляющего импульса с импульсом обратной связи происходит на промежуточных сервомоторах, выполненных заодно с отсечными золотниками (поршневое суммирование), а формирование управляющего сигнала (от разных регуляторов) и сигнала обратной связи (по положениям сервомотора и золотника) производится по схеме с дроссельным суммированием. Компенсационность схемы (независимость характеристики от уровня давлений в линиях) позволяет не предъявлять особых требований к постоянству давления конденсата на входе в АСР, что увеличивает надежность системы.

Зависимость между относительными перемещениями отсечного золотника, регулятора и сервомотора АСР [43] имеет вид:

$$\sigma = k_1 \eta - k_2 \mu, \quad (10.1)$$

где σ , η и μ — относительные координаты золотника, сервомотора и регулятора:

$$\sigma = \frac{\Delta s}{s_{\max}}; \quad \mu = \frac{\Delta m}{m_{\max}}; \quad \eta = \frac{\Delta x}{x_{\max}}.$$

Здесь Δs , Δm , Δx — абсолютные перемещения элементов от установившегося состояния; $m_{\max}$ и $x_{\max}$ — перемещения сервомотора и регулятора в диапазоне статической неравномерности; $s_{\max}$ — перемещение золотника от среднего положения при ходе регулятора $x_{\max}$ и неподвижном сервомоторе. Коэффициенты K_1 и K_2 могут быть представлены в виде

$$K_1 = \frac{x_{\max}}{s_{\max}} \frac{b_{x1}}{b_{s2}} \frac{f_3}{f_0}; \quad (10.2)$$

$$K_2 = \frac{m_{\max}}{s_{\max}} \frac{b_{m2}}{b_{s2}}; \quad (10.3)$$

$$\frac{K_2}{K_1} = \frac{m_{\max}}{x_{\max}} \frac{b_{m2}}{b_{x1}} \frac{f_0}{f_3}. \quad (10.4)$$

Величины b_{ij} характеризуют изменение сливных сечений регуляторами i в линиях j :

$$b_{x1} = \frac{\partial f_1}{\partial x}; \quad b_{s2} = \frac{\partial f_2}{\partial s}; \quad b_{m2} = \frac{\partial f_2}{\partial m}.$$

Величины f_0 , f_1 , f_2 , f_3 являются соответственно площадями суммарных подводов и сливов линий 1-го усиления и обратной связи конкретного сервомотора.

Подстроичные индексы x , s , m показывают выполнение рассматриваемого сливного сечения на регуляторе, отсечном золотнике, сервомоторе. Подстроичные индексы 0, 1, 2, 3 показывают место рассматриваемого сечения в схеме гидравлических связей: 0 — на подводе в линию 1-го усиления, 1 — на сливе из линии 1-го усиления, 2 — на сливе из линии обратной связи, 3 — на подводе в линию обратной связи.

Коэффициенты K_1 и K_2 представляют собой передаточные отношения между статическими перемещениями регулятора и золотника (при неподвижном сервомоторе) или сервомотора и золотника (при неподвижном регуляторе). Отношение K_1/K_2 характеризует связь между перемещениями сервомотора и регулятора при среднем положении отсечного золотника ($s=0$).

Из равенств (10.2) (10.4) видно, что при выбранной схеме связей коэффициенты передачи не зависят от давлений в линиях и абсолютных величин слива из линий f_1 и f_2 , а значит, от силового давления, положений

регуляторов и сервомоторов. Они определяются только профилями регулируемых сечений b_{ij} и изменяемыми только при настройке величинами подводов f_0 и f_3 . Линейные профили дают линейные зависимости между перемещениями отдельных элементов.

Изменение наклона характеристики каждого сервомотора при настройке производится изменением подвода конденсата в его линию обратной связи f_3 , смещение характеристики без изменения наклона осуществляется изменением суммарного слива f_2 , для этого на подводах в линии обратной связи и на сливах из них устанавливаются регулируемые дроссели. Изменение наклона характеристик всех сервомоторов одновременно производится изменением подвода в линию первого усиления f_0 путем замены дроссельной шайбы на трубопроводе. Влияние каждого из дросселей на характеристику «ход регулятора x — ход сервомотора m » показано на рис. 10.3.

Выполнение равенств (10.1) — (10.4) имеет место только при одинаковом силовом давлении на входе в линии 1-го усиления и обратной связи. Поэтому в турбинах К-500-240-2 питание этих линий осуществляется из специального коллектора гидравлических линий, отделенного от коллектора питания рабочих линий сервомоторов с явно выраженным переменным давлением, зависящим от скорости движения сервомотора. Рядом с камерами линий 1-го усиления и обратных связей в отсечных золотниках также располагаются камеры с конденсатом из коллектора гидравлических линий, что исключает даже незначительные подпитки проточных линий из каких-либо других мест схемы.

Все эти мероприятия обеспечивает компенсационность АСР не только в статике

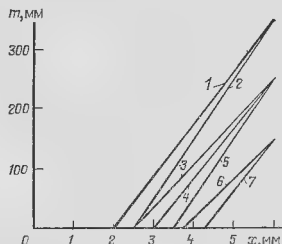


Рис. 10.3. Влияние дросселей на характеристики регулирования:

1 — увеличение слива из линии обратной связи; 2 — уменьшение подпитки обратной связи; 3 — одновременное увеличение подпитки и слива из обратной связи; 4 — исходная; 5 — одновременное уменьшение подпитки и слива из обратной связи; 6 — увеличение подпитки обратной связи; 7 — уменьшение слива из обратной связи

при медленных перемещениях сервомоторов), но и в динамике.

Хотя уровень давления в линиях не оказывает влияния на передаточные отклонения, пренебрежение запятыми давлений при настройке недопустимо. От них зависят перестановочные силы, действующие на золотники, а значит, чувствительность, стабильность и быстротворчество АСР. Коэффициент перестановочная сила характеризуется коэффициентом усиления по давлению, т. е. касательной к кривой изменения давления в линии 1-го усиления или равного ему давления в обратной связи. Опыт эксплуатации турбин показывает, что этот коэффициент должен быть не менее 0,3—0,4 МПа (3—4 кгс/см²) на неравномерность. Проектная настройка по изменению давления в режимах от холостого хода до полной нагрузки позволяет получить коэффициент усиления 0,3 МПа (3 кгс/см²) на неравномерность в зоне холостого хода и 1,2 МПа на неравномерность в зоне полной нагрузки. Последнее значение соответствует перестановочной силе 2000 Н (200 кгс) на неравномерность.

10.5. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСР

Статическая характеристика системы регулирования представляет собой зависимость между частотой вращения ротора и мощностью турбины (рис. 10.4). Непосредственно такая зависимость может быть получена при работе турбогенератора на индивидуальную нагрузку, когда изменение нагрузки приводит к изменению частоты вращения ротора до тех пор, пока благодаря работе АСР не установится расход пара, соответствующий новой нагрузке.

По статической характеристике определяются общая и местные степени неравномерности регулирования. Общая степень неравномерности равняется разности частот вращения, при которой изменяется мощность турбины от полной до нуля, и может выражаться как абсолютной величиной (например, 2,5 с⁻¹), так и относительной в процентах от номинальной частоты n_0 (например, 5%). Для обеих модификаций турбины К-500-240 общая степень неравномерности колеблется в пределах 2,5 с⁻¹ или 4—5%.

Статическая характеристика турбины нелинейна. В зонах полной нагрузки и холостого хода она имеет более крутой вид, в зоне средних нагрузок — более пологий. Отклоне-

ния от линейности в различных зонах принято характеризовать величиной местной степени неравномерности. Местная степень неравномерности в конкретной точке статической характеристики равняется разности частот, при которых касательная к статической характеристике в рассматриваемой точке достигает значений полной и нулевой мощности. Значения местной степени неравномерности в отдельных точках у турбины К-500-240-2 не менее 1,9% и не более 10%. Значения общей степени неравномерности, минимальной и максимальной местных неравномерностей существенным образом влияют на качество работы АСР.

В зонах с малой местной неравномерностью уменьшается запас устойчивости АСР и становятся возможными качения сервомоторов. В зонах с увеличенной местной неравномерностью мощность турбин мало изменяется при колебаниях частоты, и, таким образом, уменьшается степень (особенно при достаточной протяженности такой зоны) участия данной турбины в первичном поддержании частоты энергосистемы. Уменьшение или увеличение общей степени неравномерности приводит к еще большему уменьшению минимальной местной неравномерности и увеличению максимальной. Кроме того, увеличение общей степени неравномерности приводит к дополнительному росту угловой скорости при сбросе нагрузки.

Статическая характеристика (рис. 10.4) связывает изменение частоты и мощности в медленно протекающих процессах, когда давление пара в промежуточных камерах турбины успевают устанавливаться в соответствии с нагрузкой. При изменении мощности со скоростью 10%/с и более изменение давлений пара и мощности запаздывает по отношению к перемещению клапанов, а статическая характеристика видоизменяется.

На рис. 10.5 приведена статическая характеристика, построенная в предположении сохранения номинального давления пара в промпрегревателе: так называемая квазистатическая характеристика. В быстро протекающих процессах связь нагрузки с частотой вращения в первые секунды переходного процесса определяется квазистатической характеристикой и через 10—20 с статической.

Для обеих модификаций турбины К-500-240 общая неравномерность регулирования по квазистатической характеристике составляет 5—6%, местная максимальная 15—20%, минимальная 1,5—2%.

Степень участия турбины в первичном поддержании частоты сети зависит не только от степени неравномерности, но и от чувствительности системы регулирования. Гаранти-

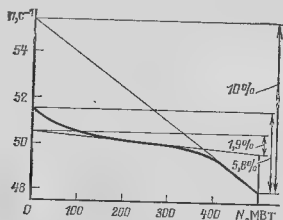


Рис. 10.4. Статическая характеристика системы регулирования

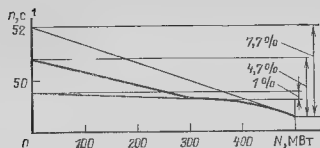


Рис. 10.5. Квазистатическая характеристика системы регулирования

руемая степень нечувствительности АСР составляет $0,1 \text{ с}^{-1}$, или $0,2\%$ номинальной частоты вращения.

Изменение мощности турбины при постоянной частоте вращения может производиться другими регуляторами (ЭГП, давления пара) и механизмом управления турбиной (МУТ). При этом форма статической характеристики не изменяется, а она смещается эквидистантно вдоль оси n . Крайняя верхняя характеристика, соответствующая крайнему положению МУТ и на «прибавить», проходит через точку полной нагрузки при частоте $102,5\%$ номинальной; снизу все характеристики ограничены частотой вращения, при которой регулятор скорости вступает в работу. Для турбин К-500-240 и К-500 240-2 — это 95% номинальной частоты.

10.6. ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСР

Быстродействие АСР выбрано из условия предотвращения срабатывания автомата безопасности при полном сбросе нагрузки с генератора, т. е. обеспечения заброса частоты вращения в этом режиме не более $10 \dots 10,5\%$ номинальной частоты. Расчетный заброс составляет 10% для обеих модификаций турбины. При примерно равных маховых моментах ротора (постоянная времени ротора $6,7 \text{ с}$) заброс частоты зависит в основном от схемы формирования сигнала при сбросе нагрузки, запаздываний и скорости перемещения сервомоторов, паровых объемов между клапанами и турбиной.

На турбинах К-500-240-2 сброс нагрузки приводит к полному закрытию клапанов независимо от уровня частоты вращения. При подаче сигнала на отключение генератора воздушным выключателем или появлении ускорения ротора, большего заданного и свидетельствующего о снятии нагрузки с генератора, срабатывает электрогидропреобразователь и клапаны закрываются. Через несколько секунд ЭГП возвращается в исходное положение, а клапаны остаются под управлением регулятора скорости. АСР турбины К-500-240 рассчитана и на режим с выключенным ЭГП. Для закрытия клапанов промпрегрева при небольшом повышении частоты в ней были выполнены форсирующие связи, осуществлявшие дополнительную подпитку линий обратных связей сервомоторов промпрегрева при перемещении отсечных зо-

Таблица 103. Динамические характеристики АСР при сбросе нагрузки

Параметр	Реактивность	Сервомотор	
		клапанов высокого давления	клапана промпрегрева
Запаздывание сервомотора t_a	с	0,1	0,1
Время перемещения на полный ход t_e	с	0,5	0,25
Изменение заброса частоты ω_n при изменении t_a на $\pm 0,1 \text{ с}$	с^{-1}	$\pm 0,12$	$\pm 0,24$
Изменение заброса частоты ω_n при изменении t_e на $\pm 0,1 \text{ с}$	с^{-1}	$\pm 0,05$	$\pm 0,2$

лотников главных сервомоторов на треть хода.

Предельные времена запаздываний t_a и перемещения t_e сервомоторов регулирующих клапанов обеих модификаций турбины одинаковы и указаны в табл. 10.3. Здесь же указаны изменения заброса частоты вращения при отклонении времен запаздывания и перемещения одного сервомотора от предельного значения. Наличие нескольких отклонений одновременно приводит в первом приближении к суммарному изменению заброса частоты вращения

Таблица 104. Динамические характеристики АСР при импульсной разгрузке

Параметр	Значение параметра
Глубина разгрузки при отработке сигналов длительностью $0,1; 0,2; 0,3 \text{ с}$, $\Delta N, \text{ МВт}$	75, 150, 250
Время снижения нагрузки на 5% $t_{5\%}, \text{ с}$	0,25 $\dots$ 0,3
Время снижения нагрузки на 50% $t_{50\%}, \text{ с}$	0,65 $\dots$ 0,7
Запаздывание начала нагружения после схода сигнала с ЭГП $t_{зап}, \text{ с}$	0,5 $\dots$ 0,6
Скорость нагружения клапанами промпрегрева $V_{N,пр}, \text{ МВт/с}$	500
Скорость нагружения клапанами высокого давления $V_{N,вд}, \text{ МВт/с}$	100

Турбины К-500 240 2 допускают кратковременную разгрузку со скоростью, определяемой быстродействием регулирования, с последующим нагружением также со скоростью, определяемой быстродействием регулирования на открытие. Для разгрузки и нагружения на ЭГП должен быть подан сигнал 500 мА и длительностью, определяемой необходимым нагружением. Формирование сигнала АСР не производит, сигнал должен быть задан внешними устройствами. Расчетные динамические характеристики АСР турбин К-500-240 2 при отработке импульсных сигналов приведены в табл. 10.4.

10.7. ПРИНЦИПИАЛЬНАЯ СХЕМА АСЗ. НАЗНАЧЕНИЕ И ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ

На обеих модификациях турбины АСЗ выполнена беззолотниковой, с положительной обратной связью во всех ступенях усиления. На турбинах К-500-240-2 эта система проектная, на К-500-240 — установлена взамен золотниковой при модернизации.

Система защиты (рис. 10.6) имеет четыре (пять на К-500-240) сервомотора 1, 8 и четыре регулятора (два механических автомата безопасности по предельной частоте вращения 15 и два защитных устройства 12 по остальным сигналам) и выполнена с двумя ступенями усиления. В промежуточных ступенях использованы выключатели с положительной обратной связью.

Все сервомоторы АСЗ — односторонние, открытие производится конденсатом из напорных линий 2, 5, закрытие — пружинами. В рабочую камеру каждого сервомотора через ограничительную шайбу осуществляется постоянный подвод конденсата, слив из камеры зависит от положения пластины беззолотникового выключателя 3, 7.

Положение каждой пластины выключателя зависит от соотношения давлений над ней p_z и под ней p_p . При $p_z > 0,33 p_p$ пластина прижата к нижнему упору, слив из рабочей камеры закрыт и сервомотор открыт. При $p_z < 0,33 p_p$ пластина прижата к верхнему упору, открывая слив и позволяя сервомотору

под действием пружин закрыться с максимальным быстродействием.

В случае $p_z = 0,33 p_p$ пластина находится во взвешенном равновесном положении. Работа выключателей при выбывании и взведении защиты подробно рассматривается в следующем параграфе.

Беззолотниковые выключатели сервомоторов являются второй ступенью усиления АСЗ. Первой ступенью усиления являются также беззолотниковые защитные устройства 12, управляющие сливами из линий защиты 4 и 6. Защитных устройств — два, установлены они параллельно. При срабатывании каждого закрываются все стопорные клапаны, для открытия клапанов необходимо взведение обоих защитных устройств. Каждое из защитных устройств управляет сливом из двух линий защиты и линии 1-го усиления 13 (управляющей регулируемыми клапанами). Давление в одной линии защиты определяет положение находящихся с одной стороны турбины клапанов высокого давления и промпарегрева, ложное падение давления приводит к закрытию клапанов только одной стороны и не препятствует продолжению работы турбины со сниженной нагрузкой в течение некоторого времени.

Основным элементом защитного устройства является пластина, работающая подобно пластине выключателя сервомотора. Снизу пластина нагружена давлением из линий защиты 4, 6 и 1-го усиления 13, сверху давлением импульсной линии защиты 10. Подвод в последнюю постоянный, сливами управляют четыре клапана. Два клапана, размещенные непосредственно в корпусах защитных устройств, жестко связаны с электромагнитами защиты и кнопками ручного останова турбины. При нажатии на одну кнопку или срабатывании одного электромагнита происходит перемещение клапана соответствующего защитного устройства. Два других клапана открывают слив из импульсной линии от действия механических автоматов безопасности при повышении частоты вращения ротора.

Общая схема управления стопорными и

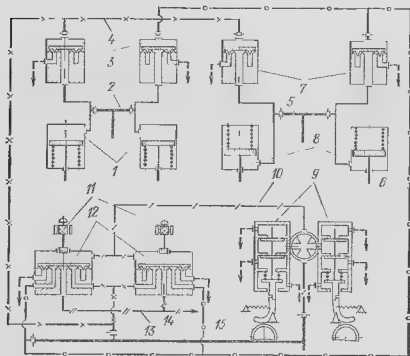


Рис. 10.6. Принципиальная схема защиты:

1 — сервомоторы клапанов высокого давления; 2 — напорный коллектор к сервомоторам высокого давления; 3 — выключатели сервомоторов высокого давления; 4 — линия защиты правой стороны; 5 — напорный коллектор к сервомоторам промпарегрева; 6 — линия защиты левой стороны; 7 — выключатели сервомоторов промпарегрева; 8 — сервомоторы клапанов промпарегрева; 9 — исполнительный механизм автомата безопасности; 10 — импульсная линия защиты; 11 — электромагниты; 12 — защитные устройства; 13 — линия 1-го усиления; 14 — напорный коллектор к регуляторам; 15 — механический автомат безопасности

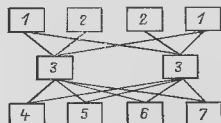


Рис. 10.7. Взаимодействие систем регулирования и защиты:

1 — клапаны автомата безопасности; 2 — электромагниты; 3 — защитные устройства; 4, 5 — сервомоторы регулируемых клапанов; 6, 7 — сервомоторы стопорных клапанов

регулирующими клапанами при работе защит изборожена на рис. 10.7.

Работа АСЗ происходит следующим образом. Перед подачей конденсата в систему взводят клапаны исполнительного механизма автомата безопасности (поз. 9 на рис. 10.6), перекрывая слив из импульсной линии защиты 10, электромагниты 11 выбивают, открывая слив из линии 10.

При поступлении в напорные коллекторы 2, 5, 14 конденсат через ограничительные шайбы попадает в рабочие камеры сервомоторов 1, 8 и в линии защиты 4, 6, 10. Так как слив из линии 10 открыт, давление в ней не создается и пластины защитных устройств 12 под действием давления в линиях 4, 6 поднимаются, открывая слив из этих линий. В результате давление в линиях 4, 6 также не поднимается выше величины, достаточной для создания усилия, поднимающего пластины защитных устройств. Подобным образом при малых давлениях в линиях 4 и 6 конденсат из коллекторов 2, 5 поднимает пластины выключателей 3 и 7, что делает невозможным повышение давления в рабочих камерах сервомоторов 1, 8. Сервомоторы остаются закрытыми под действием пружин.

При взведении электромагнитов 11 сливы из линии 10 перекрываются, давление в ней возрастает и устанавливается на нижние упоры пластины защитных устройств 12. Из за прекращения сливов из линий 4, 6 давление также возрастает и устанавливает на нижние упоры пластины выключателей 3, 7. Давления в рабочих камерах сервомоторов поднимаются до уровня давления в коллекторах 2, 5, и сервомоторы открывают клапаны.

Выбивание электромагнитов 11 или срабатывание механического автомата безопасности 15 приводит к открытию слива и снижению давления в линии 10, подъему пластин защитных устройств и снижению давления в линиях 4, 6, подъему пластин выключателей, снижению давления в рабочих камерах сервомоторов 1, 8 и закрытию стпорных клапанов.

АСЗ предусматривает возможность индивидуального закрытия стпорных клапанов (на полный ход или частично) и индивидуального срабатывания механических автоматов безопасности на работающей турбине под нагрузкой. Индивидуальное частичное закрытие стпорных клапанов производится уменьшением подпитки рабочих камер сервомоторов с одновременным сливом из них (клапаны промергерева) или только дополнительного слива из рабочих камер (клапаны высокого давления). Индивидуальное полное закрытие клапанов промергерева и высокого давления производится полным прекращением подпитки рабочих камер с одновременным сливом из них.

Срабатывание механического автомата безопасности (поз. 15 на рис. 10.6) при нормальной частоте вращения достигается подачи масла в него для увеличения эксцентриситета центра тяжести массы колыша. Перед подачей масла соответствующий клапан отсекается от импульсной линии защиты 10, поэтому срабатывание клапана не приводит к закрытию сервомоторов. После проверки автомата безопасности перед присоединением к линии 10 клапана последний возвращается в исходное положение.

10.8. СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АСЗ

Силы, действующие на подвижные элементы сервомоторов и командных регуляторов АСЗ, определяются в основном пружинами, входящими в состав этих элементов.

Силы, действующие на пластины выключателей 3, 7 на рис. 10.6, зависят от положения регуляторов, самих пластин и поршней

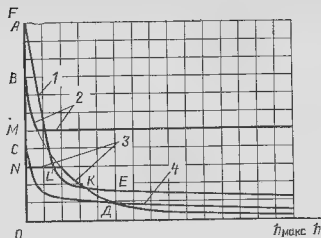


Рис. 10.8. Силы, действующие на пластину выключателя: 1 — восстанавливающая сила при взведенных защитных устройствах; 2 — поддерживающая сила для открытого сервомотора; 3 — поддерживающая сила для закрытого сервомотора; 4 — восстанавливающая сила при выбитых защитных устройствах

сервомоторов. Изменение этих сил от хода пластин показано на рис. 10.8.

Назовем восстанавливающей силой, прижимающую пластину к нижнему упору ($h=0$), поддерживающей — силу, отрывающую от упора.

При взведенных защитных устройствах каждая пластина находится на нижнем упоре под действием разности восстанавливающей (точка A) и поддерживающей (точка B) сил. Давление конденсата под поршнем сервомотора полное, и он открыт. Изменение восстанавливающей силы при взведенных защитных устройствах характеризуется кривой 1, при выбитых — кривой 4. Величина поддерживающей силы не зависит от положения защитного устройства и при положении поршня сервомотора не на упоре определяется только давлением, создаваемым пружинами сервомотора. Для открытого сервомотора ее изменение характеризуется кривой 2, для закрытого — кривой 3 (величины усилий в точках M и N соответствуют полному и начальному натягу пружин).

Надежная работа защиты на выбивание и взведение клапанов зависит в значительной степени от относительного положения кривых 1, 2, 3, 4. Идеальной системе, обеспечивающей астатическое перемещение пластины от $h=0$ до $h=h_{\max}$ при выбивании и ст h $h_{\max}$ до $h=0$ при взведении, соответствует расположение кривой: 1 выше кривой 2, кривой 3 ниже кривой 4 при всех значениях h . Однако создание такой идеальной схемы требует применения командных регуляторов со значительными проходными сечениями, а значит, уменьшает надежность.

В АСЗ турбин К-500-240 всех модификаций взаимное положение кривых 1, 2, 3, 4 соответствует рис. 10.8, а пластины выключателей могут занимать положение равновесия, не достигая упоров.

При взведенной защите пластина прижата к нижнему упору ($h=0$) разностью усилий в точках A и B. При выбивании восстанавливающая сила уменьшается, и под действием разности поддерживающей и восстанавливающей сил (точки B и C) пластина начинает перемещаться вверх. Поскольку поддерживающая сила в этот момент (кривая 2) при любых положениях пластины больше восстанавливающей (кривая 4), пластина астатически достигает верхнего упора ($h=h_{\max}$) и обеспечивает закрытие сервомотора. В процессе снижения давления в рабочей полости сервомотора поддерживающая сила уменьшается и после останова сервомотора достигает значений, определяемых кривой 3, пластина перемещается в положение устойчивого равновесия D.

После взведения защиты восстанавливающая сила увеличивается, и под действием разности восстанавливающей и поддерживающей сил (точки E и D) пла

Таблица 10.5 Предельные значения времени запаздывания и перемещения сервомоторов стопорных клапанов

Режим	Температура	Сервомотор	
		время запаздывания	промергивания
Выбывание защитного устройства	$t_{\text{за}}$, с	0,1	0,1
	$t_{\text{с}}$, с	0,3	Не лимитируется
Выбывание защитного устройства при заклинении отсечных золотниках промергивания	$t_{\text{за}}$, с	0,1	0,1
	$t_{\text{с}}$, с	0,3	0,4

стина начинает перемещаться к нижнему упору. В процессе перемещения разность восстанавливающей и поддерживающей сил уменьшается, а после достижения значения устойчивого равновесия (точка К) поддерживающая сила становится больше восстанавливающей и препятствует дальнейшему перемещению пластины. Перемещение пластины в этой зоне влечет до точки неустойчивого равновесия L возможно только за счет энергии, накопленной ею при перемещении от Е к К. В точке L неустойчивого равновесия восстанавли-

вающая сила (кривая 1) опять становится больше поддерживающей (кривая 3), пластина аstaticки движется к нижнему упору ($\dot{y}=0$), после его достижения начинается открытие сервомотора.

Времена запаздывания $t_{\text{за}}$ и перемещения $t_{\text{с}}$ сервомоторов от момента начала перемещения электромагнитного защитного устройства указаны в табл. 10.5.

Лимитирование скорости закрытия сервомотора стопорного клапана промергивания только для случая заклинения отсечных золотников промергивания связано с блочной конструкцией сервомоторов регулирующего и стопорного клапанов (см. § 11.7). Перемещение сервомотора стопорного клапана с расчетной скоростью происходит под действием всех пружин блока сервомоторов, т. е. до момента закрытия клапана и выключения из работы четырех пружин, опирающихся на шток собственно клапана. При эксплуатации такая ситуация может возникнуть при отказе АСР, заедании штока клапана в штоке толкателя и т. п., а при испытаниях достигается заклинением отсечных золотников сервомоторов промергивания в среднем положении.

При выбывании защиты исполнительным механизмом автомата безопасности времена запаздываний и перемещении сервомоторов остаются практически теми же, что и при выбывании электромагнитами

Глава одиннадцатая

КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ К-500-240-2

11.1. ДАТЧИК УГЛОВОЙ СКОРОСТИ

В качестве датчика угловой скорости применен двухступенчатый центробежный импульсный насос (импеллер), создающий давление 0,8 МПа (8,15 кгс/см²) при частоте вращения ротора 50 с⁻¹ (3000 об/мин) и давлении на всасывании 0,03—0,04 МПа (0,305—0,407).

Насос установлен в опоре переднего подшипника турбины. Ротор насоса крепится к ротору турбины высокого давления. Продольный разрез импульсного насоса изображен на рис. 11.1. Корпус насоса 13 выполнен сварным литым с горизонтальным разъемом. Всасывающий патрубок расположен в основной (нижней) части корпуса, напорный - в съемной (верхней) части. Для поддержания постоянного давления на всасе насоса подвод воды к всасывающему патрубку осуществляется из подпорного бака, установленного на отметке 14 м на колонне машинного зала.

Насос крепится к опоре переднего подшипника при помощи лапы, приваренной к нижней половине корпуса. Импульсные колеса 5, 11, изготовленные из хромистой стали, насажены на вал 6, выполненный из хро-

момолибденовой стали. Для предохранения от коррозии вал и колеса азотируются. К валу присоединяется хвостовик 3 с муфтой, соединяющий вал насоса с промежуточным валом сигнализатора вращения. Со стороны входа в колесо первой ступени расположена обойма 1, удерживающая уплотнение 2 от аксиальных перемещений. Обойма является одновременно и направляющей втулкой, предотвращающей закручивание потока жидкости вращающимся валом.

Для уменьшения протечек жидкости из камер с более высоким давлением в камеры с более низким давлением в первых образцах импульсных насосов в корпусе установлены плавающие уплотнительные кольца 4, 7, 9, 14, которые затем заменены на неподвижные уплотнения с зазорами, достаточными для исключения выработки уплотнений при существующих пульсациях ротора насоса. Плавающие уплотнительные кольца первоначально изготавливались из бронзы, что оправдывало себя на масляных насосах, изготовлявшихся заводом.

Однако в связи с недостаточной вязкостью воды (в 30 раз меньше, чем у масла) поддерживающая сила, которая должна удерживать

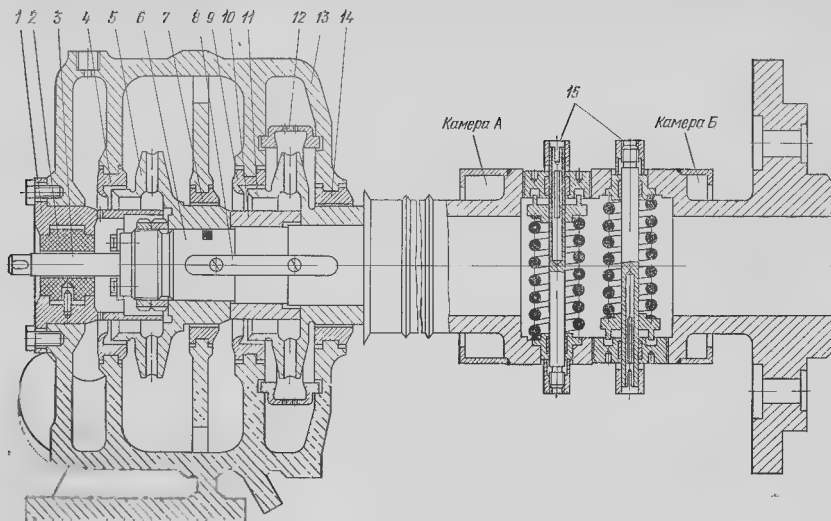


Рис. 11.1. Датчик угловой скорости

1 — обложка; 2 — уплотнение; 3 — хвостовик; 4, 7, 9, 14 — кольца уплотнительные; 5 — колесо импульсное; 6 — вал; 8 — шпонка; 10 — втулка дистанционная; 11 — колесо импульсное; 12 — направляющий аппарат; 13 — корпус; 15 — автомат безопасности

живать кольца в соосном положении относительно вращающегося ротора, оказалась недостаточной, и кольца под действием собственного веса опускались на ротор, что приводило к их интенсивной выработке и увеличению зазора. Замена бронзовых колец на текстолитовые (с меньшим удельным весом) существенно улучшила работу уплотнений, но не решила проблему полностью.

Выполнение неподвижных уплотнительных колец при отсутствии существенной пульсации ротора обеспечивает надежную работу уплотнений при соблюдении требований по допустимому бою ротора насоса в пределах до 0,2 мм и требований по центровке корпуса насоса относительно ротора.

Для осмотра и замены уплотнительных колец предусмотрена возможность демонтажа и последующей установки всех насадных частей на вал без отсоединения вала насоса от ротора турбины. Для этого в дистанционной втулке 10, установленной между диском насоса, выполнен шпоночный паз, а втулка и колеса насаживаются на вал на одной шпонке 8.

Для замены уплотнительных колец открывается верхняя крышка насоса и удаляются болты крепления насоса к опоре подшипника. Корпус насоса вместе с дисками и уплотнительными кольцами смещается после удаления прокладки между корпусом и опорой подшипника по оси в сторону регулятора до полного освобождения колец. Сборка производится в обратном порядке.

Выбор импульсного насоса в качестве датчика угловой скорости определялся его достоинством, выражающимся в независимости характеристик насоса от аксиальных перемещений ротора турбины, которые в районе первого подшипника достигают 9 мм. Установка импульсного насоса в качестве датчика угловой скорости создала возможность его размещения на консоли ротора турбины без дополнительных опорных и упорных подшипников и специальных редукционных передач.

К центробежному насосу, работающему в качестве датчика угловой скорости, предъявляются три дополнительных требования:

1. Независимость давления, развиваемого насосом, от давления источника, снабжающего датчик рабочей жидкостью.
2. Относительная независимость развиваемого давления от расхода жидкости после насоса.
3. Отсутствие пульсации, вызывающей перемещения элементов парораспределения и приводящей к износу распределительных органов и качаниям нагрузки.

Первое требование удовлетворено за счет установки подпорного бачка, обеспечивающего постоянство подпора на всасе, независимо от давления в силовой линии, из которой этот бачок питается.

Второе требование (независимость давления, развиваемого импульсным насосом от

расхода) характеризуется расходом характеристикой $Q=H$. Идеальной была бы характеристика, представляющая горизонтальную линию, параллельную оси Q , получение которой возможно за счет соответствующей профилировки каналов рабочих колес. Удовлетворительное приближение к «идеальной» характеристике при достаточной технологичности изготовления обеспечивает радиальный профиль лопаток рабочих колес, который и выполнен на импульсном насосе.

Для уменьшения пульсации давления выполнены следующие мероприятия, позволившие получить приемлемые результаты:

- исключение возмущающих поток местных сопротивлений (например, уступов литья в сочленениях верхней и нижней половин корпуса насоса);

- удаление воздуха из камер насоса через воздушники;

- обеспечение необходимого подпора на всасе насоса за счет высоты установки подпорного бачка и обеспечения необходимых проходных сечений от бачка к насосу;

- установка дополнительного направляющего аппарата на выходе из ступени, выполненного в виде кольца 12 с множеством мелких отверстий.

11.2. РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ С ОГРАНИЧИТЕЛЕМ МОЩНОСТИ

Регулятор скорости предназначен для автоматического поддержания частоты вращения ротора в пределах заданной степени неравномерности. Принцип работы регулятора скорости заключается в том, что при изменении частоты вращения ротора турбины и соответственно давления, развиваемого импульсным насосом, смещается золотник регулятора и изменяет давление в линии первого усиления, что приводит, как было показано раньше, к смещению клапанов турбины.

Регулятор скорости позволяет осуществить синхронизацию турбоагрегата, установив заданной нагрузки на турбогенераторе при его работе в общую сеть или изменение частоты вращения при индивидуальной работе, перевод турбины на холостой ход при сбросе электрической нагрузки.

Для повышения чувствительности регулятор выполнен со следящим устройством, позволяющим усилить сигнал на смещение золотника, поступающий от импульсного насоса. Обычно применявшийся для масляных систем в качестве регулятора скорости поршневой измеритель, состоящий из подпружиненного дифференциального золотника, находящегося в равновесии под действием давле-

ния, развиваемого импульсным насосом, и усилия пружины, оказался неприемлемым для использования в водных системах регулирования. Незначительные перестановочные усилия, развиваемые импульсным насосом в пределах неравномерности, и существующие перекашивающие усилия от действия пружин создают повышенную нечувствительность регулятора. Недостаточная вязкость воды и трудности осуществления вращения золотника, работающего в воде, отсутствие смазки в подшипнике между золотником и пружиной привели к необходимости применения других решений для обеспечения требуемой чувствительности регулятора. Основным решением являлось применение следящей системы со значительным коэффициентом усиления.

Особенностями примененной следящей системы являются:

- отсутствие элементов с трением в подвижных деталях следящей системы, где шток сильфона 7 с клапаном 5 центрируется относительно золотника на специальных мембранах 3 и 12, допускающих его продольное перемещение и ограничивающих поперечное;

- постоянство зазора в клапане следящей системы в равновесных статических положениях и соответственно неизменная длина сильфона, что практически озаачает отсутствие его деформации и приводит к существенному повышению долговечности его работы;

- значительное повышение перестановочных усилий на золотнике, т. е. в камере Б, по сравнению с усилиями в импульсной линии (в камере А). На выполненной конструкции это усилие составляет 10—15 раз. Регулятор скорости изображен на рис. 11.2.

Основными рабочими элементами регулятора скорости являются дифференциальный золотник 8, сильфон 9, двухседельный разгруженный клапан следящего устройства 6, пружина 2, подвижная 16 и неподвижная 14 бусы. В нижней части подвижной бусы расположены вставки 15 с окнами, к которым подводится вода из линии первого усиления. Верхняя (регулирующая) сторона золотника прикрывает окна, и золотник при своем перемещении регулирует слив из линии первого усиления.

Давление от импульсного насоса, установленного на валу турбины, подается к сильфону 9 в камеру А. Усилие на верхний торец сильфона уравновешивается пружиной сжатия 2. Изменение натяжения пружины в процессе настройки осуществляется регулировочным винтом 1.

В камере В подается силовая вода от насосов системы регулирования, в камеру Б силовая вода подается через дроссель 26. Слив воды из камеры Б осуществляется через двухседельный клапан 5. Давление в камере Б определяется открытием дросселя 26 и клапана 5. При перемещении верхнего торца сильфона 9 клапан 5 смещается и происходит изменение слива из камеры Б под золотником.

Золотник находится в равновесии при определенных давлениях в камерах А, Б, В, зависящих от отношения площадей золотника

Рис. 11.2. Регулятор скорости:

1 — вит регуляторный; 2 — пружина; 3, 12 — мембраны; 4, 10, 11 — кольца дистанционные; 5 — клапан; 6 — рукоятка; 7 — шток сиффона; 8, 27 — золотник; 9 — сиффон; 13 — крышка; 14 — буска неподвижная; 15 — вставка; 16 — буска подвижная; 17 — шток ограничителя; 18 — шток сигнальный; 19, 21 — колеса червячные; 20 — винт; 22 — крышка верхняя; 23 — диск; 24, 25 — микронередачители; 26 — дрессель; 28 — буска; 29 — шпонка; 30 — золотник взведения

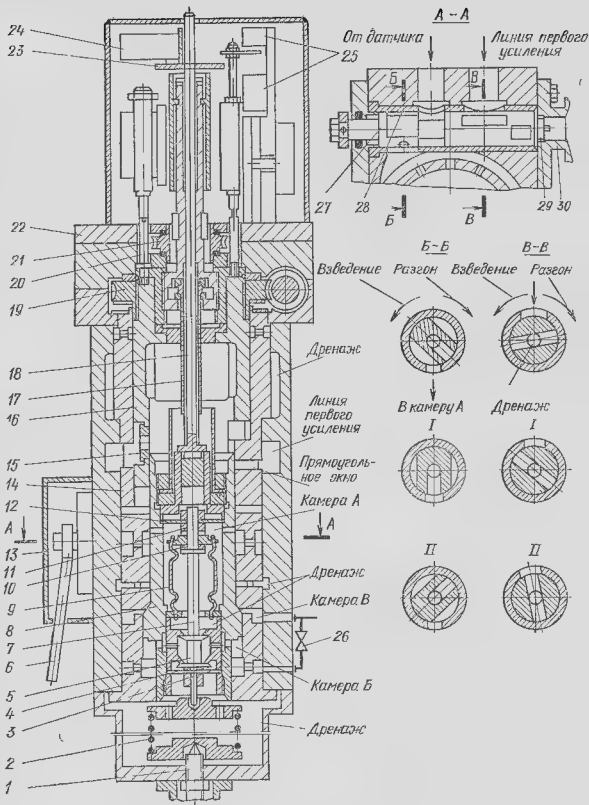
Работу регулятора рассмотрим на примере повышения частоты вращения ротора турбины. При повышении импульсного давления увеличивается усилие на верхний торец сиффона 9, смещение которого вызывает открытие клапана 5 и понижение давления в камере Б. Верхний торец сиффона опускается до тех пор, пока давление в Б не восстановится за счет прикрытия клапана 5 вследствие изменения положения золотника. Новому значению импульсного давления будет соответствовать определенное сжатие пружины 2 и соответствующее положение клапана следующей системы, за которым следует золотник.

При смещении вниз золотника регулирующий его кромка открывает слив из линии 1-го усиления, что приводит к прикрытию клапана турбины и соответствующему снижению частоты вращения ротора. Для возможности изменения зависимости слива из линии 1-го усиления от хода золотника в буску 16 вмонтированы вставки 15, в которых выполняется необходимый профиль окна.

Для уменьшения перекашивающего воздействия на золотник от действия пружины 2 соединение пружины со штоком сиффона 7 выполнено через тарелки, со сферическими опорами.

Для увеличения чувствительности золотника на его поверхности проточены кольцевые канавки для разрушки золотника от несимметричных радиальных усилий, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации.

Подвижная буска 16 с регулирующим окном является синхронизатором и позволяет изменять положение клапанов при изменении положения буски относительно регулирующей кромки золотника. Для ее перемещения предусмотрен электрический привод для дистанционного управления и маховик ручного местного привода. От проворачивания подвижная буска удерживается шпонками, выполненными на неподвижной буске 14. Золотник срабатывает с упора при давлении в импульсной линии, соответствующем $47,5 \text{ с}^{-1}$. При изменении частоты вращения ротора турбины на 5% золотник совершает ход 6 мм. При достижении ротором частоты вращения $50,5\text{--}51,25 \text{ с}^{-1}$ золотник начинает открывать дополнительные прямоугольные окна в неподвижной буске, увеличивая слив из линии первого усиления и обеспечивая ускорение процесса закрытия клапанов турбины.



С регулятором скорости заблокирован ограничитель мощности. Шток ограничителя 17 перемещается вместе с подвижной буской 16 при воздействии червячной передачи 19. Кроме того, положение штока может изменяться и относительно подвижной буски при воздействии червячной передачи 21. При этом шток может быть установлен на требуемом расстоянии от верхнего торца штока 7 следующей системы и препятствовать его перемещению вверх при падении частоты вращения ротора и, следовательно, открытию клапанов.

Нагрузить турбину воздействием на привод синхронизатора при этом также невозможно, так как шток ограничителя мощности, двигаясь вместе с подвижной буской, отжимает через шток сиффона золотник регулятора, сохраняя тем самым относительное положение золотника и буски и, следовательно, неизменное открытие регулирующих клапанов турбины.

Внутри штока ограничителя мощности проходит сигнальный шток 18, который является указателем по-

ложения золотника. Диск 23, установленный на верхней части штока указателя, замыкает контакт микропереключателя 24 и подает сигнал на пульт управления при иступлении, ограничении мощности в работу. Ограничитель мощности может быть использован для расхождения золотника регулятора скорости и для определения зазора в следящей системе регулятора.

При нормальной настройке регулятора зазор по клапану следящей системы должен составлять 0,25–0,35 мм. Зазор устанавливается изменением положения дросселя 26, увеличиваясь при открытии дросселя. Увеличение зазора приводит к уменьшению коэффициента усиления. При изменении зазора от 0,25 до 0,5 мм коэффициент усиления изменяется примерно от 15 до 10. Контроль зазора производится на остановленной турбине при отсутствии давления в импульсной линии от датчика регулятора скорости.

Для определения зазора по следящей системе необходимо:

1. Перемещая шток ограничителя, зафиксировать по индикатору его положение в момент касания штока сильфона (при этом начинает уменьшаться давление в камере Б).

2. Перемещая дальше шток ограничителя и соответственно шток сильфона, зафиксировать положение ограничителя, при котором давление в камере Б достигнет давления страгивания золотника регулятора с упора.

При отсутствии нечувствительности золотника разность этих двух замеров характеризует зазор по следящей системе, который при наличии давления 0,8 МПа (8,15 кгс/см²) в импульсной камере будет примерно на 0,05 мм больше замеренного.

В корпусе регулятора расположено разгонное устройство, предназначенное для испытания автоматов безопасности турбины разгонного ротора.

Положение золотника разгонного устройства может изменяться рукояткой 6, перемещающейся в профильном пазу крышки 13. В нейтральном положении золотника 27 вода от импульсного насоса (датчика) через окна в буксе 28 поступает в камеру А в золотник регулятора скорости.

Для разгона турбины рукоятку 6 медленно поворачивают по часовой стрелке. Подвод импульсной воды к сильфону регулятора переключается, и открывается слив из камеры А в дренаж (положение I, сечение Б-Б). Золотник 8 перемещается вверх, повышая давление в линии первого усиления, вызывает открытие клапанов и обеспечивает разгон ротора турбины до срабатывания автоматов безопасности. При повороте рукоятки 6 в противоположную сторону от нейтрального положения на 90° открывается слив из линии первого усиления в дренаж (положение II, сечение Б-Б) и регулирующие клапаны закрываются. При этом присоединенный к золотнику разгона золотник взведения 30 подает масло на взведение исполнительного механизма автоматов безопасности. Таким образом, открытие слива из линии I-го усиления в дренаж обеспечивает автоматическую блокировку: импульс на открытие стопорных клапанов подается только при полностью закрытых регулирующих клапанах.

Медленный возврат рукоятки разгонного устройства в среднее положение после открытия стопорных клапанов приводит к открытию регулирующих клапанов и выводу турбины на обороты холостого хода, которые были до начала испытания автоматов безопасности.

Золотник взведения с золотником разгонного устройства соединен крестообразной шпонкой 29.

Для обеспечения надежной работы следящей системы в процессе эксплуатации при сборке регулятора необходимо:

- 3 и 12. Это достигается подбором дистанционных колец 4 и 11, за счет размера которых мембраны устанавливаются в горизонтальное или прогнутое вверх на 0,25–0,35 мм положение при положении клапанов следящей системы 5 на верхнем упоре;

- обеспечить предварительный натяг сильфона на 0,5–1 мм за счет размера дистанционного кольца 10 при положении клапанов 5 на верхнем упоре;

- обеспечить плотность камеры следящей системы. Проверка плотности во время сборки производится наливом воды в собранный с деталями следящей системы золотник, перевёрнутый нижней кромкой вверх.

В процессе эксплуатации перед пуском турбины плотность следящей системы контролируется по давлению в камере Б, которое не должно отличаться от силового давления, подводимого к регулятору, более чем на 0,25 МПа (2,55 кгс/см²).

На верхней крышке 22 смонтированы дистанционные и местный указатели перемещения буксы, ограничители мощности и конечные выключатели 25 для отключения двигателя дистанционного управления синхронизатора при крайних положениях подвижной буксы 16 регулятора. Электрические провода управления и сигнализации объединены на штепсельных разъемах.

Для разборки регулятора и доступа к подвижной буксе и ее приводу без разборки деталей, собранных на крышке 22, предусмотрены винты 20, удаление которых позволяет снять крышку 22 со всеми деталями, находящимися на ней.

Перемещение буксы 16 (рис 11.2) производится электроприводом, изображенным на рис. 11.3, который обеспечивает:

1. Возможность дистанционного перемещения от электродвигателя под действием соответствующих автоматических регуляторов или обслуживающим персоналом со пульт управления.

2. Возможность перемещения вручную по месту. При работе от электродвигателя маховик 3 должен быть выдвинут «от себя» до упора (на рис. 11.3 – вправо). Вращение червяка 5, соединенного с валом двигателя, передается червячному колесу 6, с которым жестко соединен диск 7. В пазы диска 7 входят зубья кулачкового диска 4, который закреплен на маховике 3. Маховик через шпонку 2 вращает червяк 8 и червячное колесо горизонтального редуктора (поз. 19 на рис. 11.2). Вращение последнего приводит к поступательному перемещению буксы синхронизатора.

При управлении по месту маховик 3 должен быть выдвинут «на себя» до упора (на рис. 11.3 – влево), что приводит к расцеплению дисков 4 и 7. Шариковый стопор 1 при этом фиксирует положение маховика, вращение которого приводит к вращению червячного

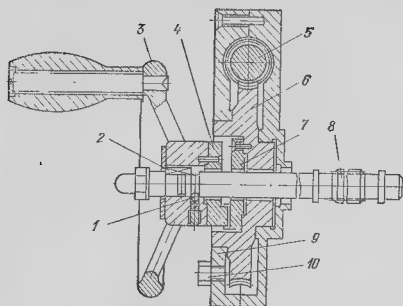


Рис. 11.3. Электропривод:

1 — шарик; 2 — шпонка; 3 — шпилька; 4, 7 — диски; 5, 8 — червяки; 6 — колесо червячное; 9 — крышка передняя; 10 — пробка

колеса и поступательному перемещению приводимых деталей

Для обеспечения смазки редукторной передачи на передней крышке 9 предусмотрены два отверстия, закрытые пробками 10 (на рисунке изображено одно). Один раз в месяц необходимо через верхнее отверстие производить заливку турбинного масла в камеру редуктора, контролируя его количество по уровню нижнего отверстия.

При достижении крайних положений предусмотрено отключение электродвигателя привода синхронизатора конечными выключателями 25 (см. рис. 11.2).

11.3. ПРОМЕЖУТОЧНЫЙ ЗОЛОТНИК

Для повышения быстродействия системы регулирования и уменьшения возможной неустойчивости, которая может быть вызвана скоплением воздуха в разветвленной схеме трубопроводов от командных органов до от-

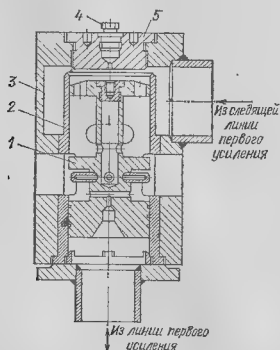


Рис. 11.4. Промежуточный золотник:

1 — золотник; 2 — букаса; 3 — корпус; 4 — пробка; 5 — крышка

сечных золотников, введен промежуточный золотник (рис. 11.4).

Промежуточный золотник представляет собой золотник 1, перемещающийся в буксе 2, установленной в корпусе 3. Золотник находится в равновесии под действием давления в линии 1-го усиления и давления в следящей линии 1-го усиления. Отсечная кромка золотника регулирует слив из следящей линии 1-го усиления, поддерживая в ней давление, равное давлению в линии 1-го усиления. При резком перемещении отсечных золотников сервомоторов промежуточный золотник открывает (или прикрывает) дополнительный слив из следящей линии 1-го усиления, что обеспечивает малые времена перемещения отсечных золотников.

Для увеличения чувствительности золотник выполнен вращающимся, и на рабочих бочках золотника выполнены разгрузочные канавки. Для удаления воздуха из линии 1-го усиления на золотнике выполнено отверстие $\varnothing 1,5$ мм, а для удаления воздуха из верхней точки следящей линии 1-го усиления отверстие выполнено в пробке 4. Пробка и центральное отверстие в крышке 5 предназначены для установки указателя положения золотника в период настройки системы регулирования. Золотник и букаса выполнены из нержавеющей стали 3Х13 и термообработаны до твердости $HB=380 \div 410$

11.4. ОТСЕЧНЫЙ ЗОЛОТНИК ГЛАВНОГО СЕРВОМОТОРА ЧБД

Отсечный золотник главного сервомотора (рис. 11.5) служит для передачи импульсов от командных органов регулирования (по-

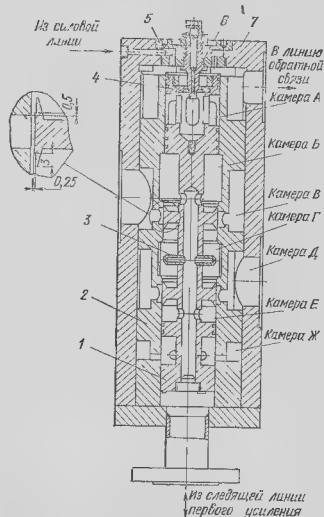


Рис. 11.5. Отсечный золотник главного сервомотора:

1 — золотник; 2 — букаса; 3 — конус; 4 — диафрагма; 5 — крышка верхняя; 6 — конус самовключения; 7 — корпус

Средством воздействия следящей линии первого усиления) на сервомоторы регулирующих клапанов блока парораспределения.

Золотник 1 расположен в буксе 2, запрессованной в корпус золотника 7. В буксе золотника выполнен ряд камер, каждая из которых соединена с определенными линиями. В камеру Б подводится сыловая вода от насосов, но свернуло внутри золотника эта вода попадает в камеру Е. Камера В соединена с верхней полостью сервомотора, камера Д — с нижней камерой. Камеры А и Г соединены с дренажем, в камеру Ж подводится сыловая вода. Отсечный золотник находится в равновесии при равенстве давлений в следящей линии первого усиления, действующей на золотник снизу, и в линии обратной связи, действующей на золотник сверху.

При смещении золотника вверх от среднего положения верхняя полость сервомотора соединяется с дренажем (с камерой Г). В нижнюю полость сервомотора, соединенную с камерой Д, подается вода высокого давления из камеры Е.

При смещении золотника вниз от среднего положения вода из камеры Б попадает в верхнюю полость сервомотора, нижняя полость сервомотора соединяется через камеру Г с дренажем. На золотнике 1 жестко закреплена диафрагма 4. В верхней крышке 5 установлен конус самовыключения 6. В кольцевой зазор между конусом самовыключения и диафрагмой осуществляется слив из линии обратной связи.

Для увеличения быстродействия системы регулирования конус самовыключения выполнен с конусной поверхностью только на небольшом участке движения золотника от среднего положения. При значительных смещениях золотника диафрагма перемещается сначала относительно конусной поверхности, а затем относительно цилиндрической. Длина конической части вана такой, что золотник смещается на величину конической части при сигнале около 0,25 неравномерности, затем перемещается по цилиндрической части на полный ход без дополнительного усиления сигнала (при условии отсутствия воздействия от обратной связи сервомотора) Угол наклона конуса самовыключения выбран из условия смещения золотника на 20 мм при сигнале в одну неравномерность (при отсутствии воздействия обратной связи сервомотора).

Для исключения механического контакта вращающегося золотника с верхней крышкой 5, приводящего к износу золотника и крышки или прекращению вращения золотника и появлению нечувствительности, предусмотрен «гидравлический упор» золотника. Подвод рабочей жидкости в камеру обратной связи выполнен через отверстие в корпусе и в крышке Б.

При приближении золотника к верхней крышке 5 менее чем на 0,2—0,3 мм давление в камере над золотником повышается за счет уменьшения слива в трубопровод обратной связи к сервомотору, и золотник продолжает вращаться, не доходя до механического упора (т. е. на «гидравлическом упоре»). При приближении золотника к нижнему механическому упору диафрагма опускается на 3—4 мм ниже нижнего торца конуса самовыключения. При этом увеличивается слив из линии обратной связи, что препятствует установке золотника на нижний упор.

В системе регулирования использованы отсечные золотники, находящиеся в равновесии под действием двух давлений (в следящей линии первого усиления и в линии обратной связи), действующих на равные торцевые площади золотников. В связи с наличием пульсации давлений в этих линиях

из-за пульсации давления за насосом, гидравлической несимметричности линий и различного содержания воздуха, влияющего на скорость прохождения импульса, может возникнуть пульсация золотников. Наличие незначительной пульсации может быть полезным для повышения чувствительности системы. Однако если эта пульсация достигает сервомоторов, то она приводит к постоянному перемещению и износу распределительных устройств и качаниям нагрузки.

Для уменьшения влияния высокочастотной пульсации золотников на перемещения сервомоторов на рабочих бочках золотников выполнены проточки, которые обеспечивают в то же время высокую жесткость золотника (большое изменение давлений в камерах сервомотора при незначительных смещениях золотника).

В конструкции отсечных вращающихся золотников особое внимание обращено на уравнированность радиальных усилий, действующих на золотник. На золотниках первых выпусков сделаны дренажные окия в буксе с одной стороны золотника при наличии с противоположной стороны буксы гладкой поверхности без обжимания (увеличения диаметра). Это приводило к несимметричности усилий, появлению дополнительной нечувствительности и выработке золотника и буксы.

Выработка золотника или буксы может приводить к уменьшению перестановочных усилий на золотнике, дополнительной подгитке управляющих линий, нарушению настройки и качаниям.

Для повышения чувствительности золотник выполнен вращающимся, что обеспечивается реакцией струи, вытекающей из двух сопел 3 с отверстиями $\varnothing 2,5$ мм. На направляющих бочках выполнены разгрузочные кольцевые канавки глубиной 0,5 мм и высотой 2 мм. Зазоры между буксой и золотником составляют 0,06—0,08 мм на сторону при диаметре золотника 80 мм.

↑ Внутреннее отверстие в конусе самовыключения служит для установки указателя положения золотника в период настройки. В период настройки и ремонтов необходимо следить за соблюдением геометрических размеров установки конуса самовыключения относительно диафрагмы при среднем положении золотника, его надежным вращением (более 16 с⁻¹), обеспечением работы верхнего и нижнего гидроупоров, сохранением диаметральных размеров золотника и буксы. При появлении выработки торцевых поверхностей золотника и крышек должны быть восстановлены размеры хода золотника за счет наплавки и последующей проточки крышек и проточки или замены золотника.

Золотник и букса изготовлены из стали 3Х13 и термообработаны до твердости HB 380÷410.

11.5. ОТСЕЧНЫЙ ЗОЛОТНИК ПРОМПЕРЕГРЕВА

Отсечный золотник (рис. 11.6) управляет сервомотором регулирующего клапана промпрегрева.

Конструкция его подобна конструкции золотника главного сервомотора, хотя и отличается некоторыми особенностями. Поршень сервомотора регулирующих клапанов промпрегрева с одной стороны нагружен усилием пружин, с другой стороны — усилием от давления воды. Для перемещения сервомотора регулирующего клапана в камеру В золотника подводится силовая вода от насосов.

При смещении золотника 1 вверх от среднего положения полость под сервомотором через камеру Б соединяется с камерой В и давление под поршнем сервомотора повышается. При смещении золотника вниз полость под сервомотором соединяется с дренажем (камера А) и давление под поршнем сервомотора понижается.

Как было указано ранее, система регулирования и парораспределения турбины построена таким образом, что при нагрузках выше 30% сервомоторы регулирующих клапанов промпрегрева полностью открыты. При дальнейшем повышении давления в линии 1-го усиления для открытия сервомоторов высокого давления отсечные золотники промпрегрева были бы прижаты к верхнему механическому упору.

Чтобы обеспечить чувствительность золот-

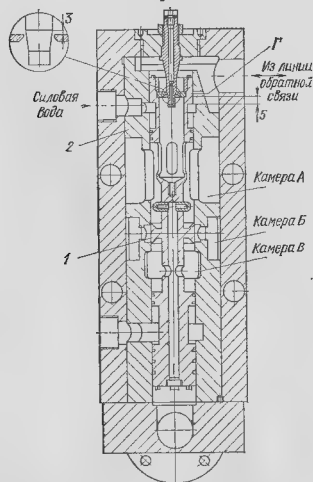


Рис. 11.6. Отсечный золотник промпрегрева:

1 — золотник; 2 — букса

ника и при нагрузках более 30% предусмотрены отверстия Г в буксе 2, начинающие открываться при смещении золотника вверх на 5 мм от среднего положения, через которые силовая вода подводится в линию обратной связи. Таким образом выполнен гидроупор, который должен обеспечивать отсутствие механического контакта золотника с верхней крышкой при максимально возможном повышении давления в следящей линии 1-го усиления.

Конус самовыключения выполнен аналогично конусу на золотнике главного сервомотора. Положение конуса относительно диафрагмы при среднем положении золотника изображено на выноске рис. 11.6.

На рабочей боке золотника выполнены проточки по размерам, соответствующим выноске на рис. 11.5.

11.6. ДВУХСТОРОННИЙ СЕРВОМОТОР ЧВД

Перемещение регулирующих клапанов высокого давления осуществляется двухсторонним сервомотором, установленным над распределительным устройством блока парораспределения (см. рис. 9.2).

Движением сервомотора управляет отсечный золотник, установленный на корпусе сервомотора, который соединяет одну из камер сервомотора с дренажем, а в другую открывает подвод из силовой линии высокого давления.

Поршень сервомотора 37 закреплен на направляющей 36, выполненной из стали 1Х12ВНМФ. Для предотвращения перетечек из одной полости сервомотора в другую на поршне установлен пакет 38 из трех уплотнительных колец 44 набивки «Рациональ» и трех резиновых шнуров 43 Ø10 мм. Шнуры создают постоянное усилие прижатия колец набивки к поверхности рубашки по мере их износа. Кольца набивки и резиновых шнуров разделены фторопластовыми прокладками 42 для возможного относительного проскальзывания слоев пакета набивки при неравномерном их истирании.

В направляющей 36 на уровне закрепления поршня на сферическом шарнире закреплен шток сервомотора 45, на нижнем конце которого закреплена зубчатая рейка 15, поворачивающая распределительный вал 17 распределительного устройства. В верхней части направляющей закреплен конус обратной связи 34, изменяющий расход жидкости из линии обратной связи при перемещении сервомотора. Поршень сервомотора нагружен сверху дополнительной пружиной 35, позволяющей при остановке насосов регулирования закрыть регулирующе клапаны.

На некоторых турбинах в процессе эксплуатации появились задиры на поверхности конуса обратной связи. Причинами задиров являлись:

недостаточная очистка трубопроводов и воды после монтажа и ремонта (особенно попадание сварочного графа);

несоосность расточек в направляющих втулках корпусов сервомотора с расточками

в рубашке 39 сервомотора и в направляющей конуса обратной связи;

повышенная твердость направляющих втулок по сравнению с твердостью направляющей сервомотора и конусом обратной связи.

Коляца уплотнений из набивки «Рациональ» обрабатываются в специальных пресс-формах обжатием усилием 100 кН при 200–250°C в течение 2 ч для удаления жидких фракций проточных материалов и придания кольцам набивки жесткости, повышающей долговечность эксплуатации.

Затяжка набивки осуществляется нажимными кольцами 41 и болтами 40, которые после затяжки стопорятся нержавеющей проволокой или отгибными шайбами. От равномерной затяжки всех болтов и правильного выбора усилий зависит работа уплотнений с достаточной плотностью и допустимой нечувствительностью, которая не должна превышать 0,06 МПа по давлению рабочей жидкости в сервомоторе. Рекомендуемый момент затяжки болтов 25 Дж с последующим отпуском на 0,5 шага резьбы.

Долговечность работы уплотнений существенно зависит от чистоты обработки поверхностей рубашки и направляющей поршня, а при жестком уплотнении — от соосности движения поршня относительно рубашки сервомотора. Имеющиеся отказы в работе уплотнений, не обеспечивающих надежную работу в течение межремонтного периода, требуют дальнейших усилий по созданию более надежных конструкций. Перспективными в настоящее время являются фторопластовые уплотнения с металлическими пружинящими кольцами и самоподжимающиеся уплотнения, проходящие опытно-эксплуатационную проверку.

11.7. БЛОК СЕРВОМОТОРОВ ПРОМПЕРЕГРЕВА

Блок сервомоторов (см. рис. 9.5) состоит из двух односторонних пружинных сервомоторов: наружного, связанного с системой защиты турбины и приводящего в движение шток толкателя 1; внутреннего, связанного с системой регулирования и приводящего в движение шток клапана 3.

Штоки 1 и 3, одновременно являющиеся штоками сервомоторов, жестко связаны с поршнями сервомоторов 13 и 16. Для обеспечения надежности работы блока клапанов и сервомоторов их конструкция выполнена таким образом, что шток клапана 3 и все детали внутреннего сервомотора нигде не соприкасаются с неподвижными корпусными деталями. Таким образом, заедание внутреннего сервомотора может произойти только в деталях наружного сервомотора. Тогда на закрытие будут действовать все пружины 19 наружного и внутреннего сервомотора, создавая суммарное усилие.

Заклинивание клапана может произойти только при одновременном заедании обоих сервомоторов, н, следовательно, блок клапанов и сервомоторов по надежности соответствует двум независимым клапанам с сервомоторами обычного типа.

Наружный сервомотор может иметь только два положения («открыт» и «закрыт»). Управление наружным сервомотором осуществляется при помощи выключателя 29, аналогичного по конструкции выключателя сервомотора стопорного клапана блока парораспределения высокого давления.

Внутренним сервомотором управляет от-

сецый золотник промперегрева, который подает воду во внутреннюю полость внешнего сервомотора через сверления в корпусе сервомотора, рубашке 15 и цилиндре 13 поршня наружного сервомотора.

Внутренний сервомотор может занимать любое положение от полного закрытия до полного открытия в соответствии с импульсами от командных органов системы регулирования.

Уплотнение обоих поршней блока сервомоторов достигается применением уплотнительных колец 12 из асбестопроволочной набивки АИР, обработанной по технологии завода, описанной выше. Затяжка набивки осуществляется нажимными кольцами 17 и болтами, которые после затяжки стопорятся нержавеющей проволокой.

Конус обратной связи 24 внутреннего сервомотора соединен при помощи замка 22 и пальца 18 со сферическими концевыми упорами, допускающими незначительную несосность между осями сервомотора и конуса обратной связи, с тарелкой 21, прижимаемой к поршню 16 пружиной 23.

Сферическая направляющая втулка 20 допускает поворот пальца вокруг центра втулки и его продольное перемещение и препятствует поперечному смещению относительно оси сервомотора. Конус выведен через сальник из крышки 25 и является местным указателем положения внутреннего сервомотора, а электрический датчик, присоединенный к конусу через поводок 26, служит для привода дистанционного указателя положения сервомотора.

В блоке сервомоторов предусмотрено устройство 27 для расхаивания наружного сервомотора вместе с внутренним за счет прикрытия подвода силовой воды к внешнему сервомотору. Из полости этого сервомотора предусмотрен постоянный дренаж через отверстие Ø4 мм, из-за наличия которого при прикрытии подвода силовой воды под действием всех семи пружин наружный сервомотор закрывается. При этом усилие на внутренний сервомотор передается через толкатель 2. Расхаивание может производиться на полный ход сервомотора.

Положение наружного сервомотора определяется по указателю 14, который в конечных положениях сервомотора замыкает электроконтакты микропереключателей, фиксирующих положение сервомотора.

При сборке сервомоторов необходимо проверять:

первоначальную натяг пружин, которые могут иметь остаточную деформацию в про-

Таблица 11.1. Допустимые изменения размеров пружин

Пружины		Свободная длина, мм		Начальный натян по чертежу, мм
		по чертежу	допускаемая	
Нижние	1 (внутренняя)	477–462	481–451	20–14
	2	590–575	594–564	81–75
	3	599–584	603–573	200–180
	4	547–532	551–521	162–142
	5 (наружная)	571–556	575–545	177–157
Верхние	6 (внутренняя)	477–462	481–451	20–14
	7 (наружная)	590–575	594–564	81–75

цессе эксплуатации. Допустимое изменение размеров пружин приведено в табл. 11.1. При отклонении размеров сверх допустимых пружины необходимо заменять;

соосность установки поршней с расточками в рубашке сервомотора (допустимая несоосность не более 0,3 мм);

установку конуса обратной связи относительно диафрагмы 28.

При эксплуатации необходимо проверить нечувствительность сервомоторов и давления под поршнями сервомоторов в момент страгивания из положения «закрыто», что может характеризовать предварительное натяжение пружин и трение в уплотнениях сервомотора.

11.8. РЕГУЛЯТОР ДАВЛЕНИЯ

Система регулирования давления острого пара предназначена для поддержания заданного давления пара перед турбиной.

В системе регулирования турбины предусмотрен исполнительный механизм системы — регулятор давления (рис. 11.7), который воспринимает импульс от электронного регулятора и поддерживает давление пара с заданной степенью неравномерности за счет перемещения клапанов турбины.

В буксе 2, запрессованной в корпус 1, перемещается конус 3, от положения которого зависит слив из линии 1-го усиления и соответственно величина открытия клапанов. Для уменьшения усилия на перемещение конус выполнен двойным, разгруженным. Пере-

мещение конуса производится электроприводом, изображенным на рис. 11.3. Электропривод обеспечивает:

дистанционное перемещение конуса электродвигателем 8 при воздействии электронного регулятора или обслуживающего персонала со щита управления;

перемещение конуса вручную (рис. 11.7) при помощи маховика 6. При работе от электродвигателя маховик 6 должен быть выдвинут «от себя» до упора (выраво). Вращение червяка 5 (рис. 11.3), соединенного с валом двигателя через кулачковую муфту, передается червячному колесу 6, с которым жестко соединен диск 7. В лапы диска 7 входят зубья кулачкового диска 4, соединенного с маховиком, который через шпильку 2 вращает червяк 8 и червячное колесо 10 (рис. 11.7). Его вращение приводит к поступательному перемещению конуса, который от вращательного движения удерживается своей верхней прямоугольной частью в соответствующих прямоугольных отверстиях в крышке 11.

При работе «по месту» маховик 3 (см. рис. 11.3) должен быть выведен «к себе» до упора, что приводит к соплощению дисков 4 и 7.

Положение маховика 3 фиксируется шариком 1. Вращение маховика в этом положении приводит через валик с червяком 8 к вращению червячного колеса 10 (рис. 11.7) и поступательному перемещению конуса 3.

Для отключения электродвигателя в крайних положениях перемещения конуса предусмотрен блок конечных выключателей 12.

Установку положений концевиков производится при настройке регулирования. Верхний концевик должен отключать двигатель при давлении в линии первого усиления, превышающем на 0,2 МПа (2,04 кгс/см²) давление, соответствующее полной нагрузке при положении буквы регулятора скорости на «прибавить» до отказа. Нижний концевик — в положении закрытых клапанов при том же положении буквы. Для уменьшения трения и механической выработки в тело червячного колеса 10 и в крышку 13 запрессованы кольца 14 из нержавеющей закаленной стали.

При эксплуатации необходимо периодически заполнять корпус вертикального редуктора турбинным маслом. Заполнение производится через пробку 7. Уровень заполнения контролируется по наличию масла в отверстии под пробку 5. Подшипники червяка вертикального редуктора дополнительно должны смазываться через масленку 9.

11.9. ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ

Электрогидравлический преобразователь (рис. 11.8) с блоком релейной форсировки (БРФ) предназначен для увеличения быстродействия и приемистости системы регулирования при отключении генератора от сети и в переходных режимах энергосистем путем подачи дополнительных импульсов в систему регулирования турбины.

Отличительным свойством электрогидравлического преобразователя для водяных систем регулирования является необходимость сочетания высокого быстродействия, устойчивости и надежности в работе с большим коэффициентом усиления.

Известные в настоящее время электромеханические преобразователи (ЭМП), применяемые в турбостроении, имеют изменение выходного усилия не более 15 Н в пределах неравномерности. Имеющийся опыт эксплуата-

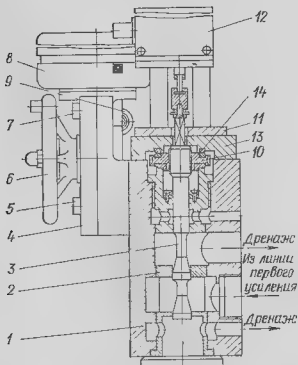


Рис. 11.7. Регулятор давления:

1 — корпус; 2 — букса; 3 — конус; 4 — крышка передняя; 5, 7 — пробки; 6 — маховик; 8 — электродвигатель; 9 — масленка; 10 — колесо червячное; 11, 13 — крышки; 12 — блок выключателей; 14 — кольцо

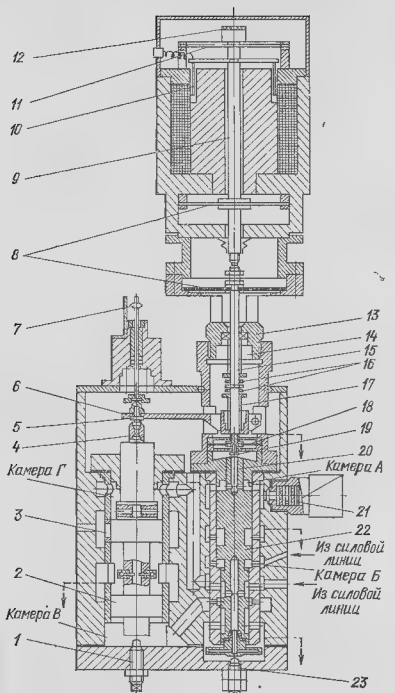


Рис. 11.8. Электрогидравлический преобразователь:

1 — упор; 2 — золотник; 3 — вставка; 4 — сопло; 5 — упор; 6 — рычаг; 7 — указатель; 8, 11, 18 — мембраны; 9 — шток; 10 — обмотка управляющей; 12 — гнездо; 13 — гайка; 14, 17 — пружины; 15 — шток; 16 — шайба установочная; 17 — пружина; 19 — упор; 20 — сопло; 21 — диафрагма; 22 — золотник; 23 — упор

тации золотниковых гидравлических регуляторов с рабочим телом — водой свидетельствует о необходимости изменения усилия в исполнительном звене гидравлического усилителя в пределах неравномерности на величину не менее 1500 Н.

Гидравлическая часть преобразователя представляет собой двухступенчатый гидросилнитель с механической обратной связью на вход первой ступени усиления. Входным сигналом является изменение усилия на штоке 9 при изменении тока в управляющей обмотке 10; выходным — перемещение золотника 2, управляющего параллельно с другими регуляторами системы регулирования (скорости, давления пара перед турбиной) давлением в линии 1-го усиления и, следовательно, перемещением клапанов турбины.

При изменении тока в управляющей обмотке 10 происходит пропорциональное перемещение штока 9 на величину, определяемую жесткостями пружин 14, 17 и центрирующих пластин 8, 11, 18. Отбойная пластина

(упор) 19 изменяет слив из сопла 20 и давление в камере А. Золотник 22, находящийся в равновесии под действием силового давления в камере В и давления в камере А, смещается, восстанавливая давление в камере А. Таким образом, золотник 22 следит за перемещением штока 15. Золотник 22 является отсечным для золотника 2 и изменяет давление в камере В; нагнетение золотника сверху (камера Г) производится давлением воды из силовой линии. Перемещение золотника 2 через рычаг 6 передается пружине 17 и происходит до тех пор, пока шток 15 и золотник 22 не вернуться в среднее положение. В статике изменение усилия на штоке 9 при изменении тока в управляющей катушке 10 компенсируется изменением натяга пружины 17 при перемещении золотника 2. Изменение усилия на шток 15 и перемещение золотника 2 может производиться дополнительно при настройке изменением натяга пружины 14 специальной гайкой 13.

Для обеспечения высокой чувствительности ЭГП оба золотника выполнены вращающимися. При этом для привода перемещения рычага 6 от золотника 2 использована гидравлическая «подушка», образованная за счет выполнения диафрагмы 4 в золотнике и подвода силового давления к ней. Давление в «подушке» определяется зазором между золотником и упором 5 на рычаге 6, который при перемещении золотника изменяется на известную величину и учитывается в расчете ЭГП.

Подвод воды в камеру А выполнен через специальную диафрагму 21, состоящую из набора пластин с отверстиями, что обеспечивает требуемый небольшой расход в камеру А при значительных отверстиях в пластинках.

Передача усилия от рычага 6 к пружинам и к штоку выполнена через установочные шайбы 16 с выступами, расположенными во взаимно перпендикулярных плоскостях, за счет которых значительно уменьшаются возможные перекашивающие усилия от пружин и обеспечивается высокая чувствительность электрогидравлического преобразователя.

При сборке преобразователя должно быть обеспечено (при отсутствии тока в управляющей катушке) горизонтальное положение рычага обратной связи и наличие требуемых зазоров между золотником 22 и штоком 15, а также золотником 2 и упором 5.

Зазор 0,25–0,35 мм между золотником 22 и штоком 15 устанавливается за счет изменения диаметров отверстий в шайбах 21. Для проверки зазора необходимо

1. Вернуть упор 23 до касания о золотник 22.
2. Зафиксировать положение штока 9 при помощи индикатора, устанавливаемого в гнезде 12 под верхней крышкой ЭМП.

3. Сместить шток 15 до упора в золотник подачей тока на управляющую катушку ЭМП (или вручную), предварительно переключив подачу силовой воды к ЭГП, и зафиксировать показания индикатора. Разность показаний индикатора показывает величину зазора.

Зазор между золотником 2 и упором 5 контролируется по перемещению указателя 7 как разность положений указателя при наличии и отсутствии воды в ЭГП и зафиксированном при помощи упора 1 положении золотника 2 при горизонтальном положении рычага 6. Расчетный зазор 0,3–0,4 мм.

В связи с появлением механического износа упора 5 на некоторых турбинах вращение золотника заменено введенным осцилляцией (пульсацией) золотников ЭГП за счет введения сигналов на ЭМП и механическим закреплением рычага 6 к золотнику 2.

При подключении к ЭГП только БРФ без воздействий от энергосистемной автоматики при настройке ЭГП отсечный золотник 2 устанавливается с перекрышей 1 мм по сливным окнам из линии 1-го усиления

ния во вставках 3. При подключении энергосистемной автоматики перекрышка может быть изменена.

При работе турбины должно контролироваться положение золотника 2 и давление в камерах А, В.

В процессе эксплуатации периодически должна проводиться проверка состояния ЭГП:

перед каждым пуском — расхождение ЭГП путем перемещения штока ЭМП и контроля перемещения и стабильности положения золотника 2 после возвращения штока 9 в исходное (среднее) положение;

проверка работы БРФ и ЭГП подачи сигнала на БРФ на закрытие клапанов;

после монтажа, капитального ремонта или работ, связанных с разборкой ЭГП, — проверки характеристики нечувствительности, которая не должна превышать 1,5 %, и дополнительно стабильности положения золотников ЭГП при изменении силового давления воды в пределах 1,4—2,2 МПа.

При проведении текущих ремонтов должно проверяться состояние трущихся поверхностей, буск, шарниров, упоров и сопел.

11.10. ЗАЩИТНОЕ УСТРОЙСТВО

Защитное устройство беззолотникового типа (рис. 11.9) предназначено для быстрого останова турбины воздействием на стопорные и регулирующие клапаны в случае срабатывания защит, при недопустимом повышении частоты вращения ротора или при воздействии обслуживающего персонала дистанционно или по месту.

В корпус 17 запреставаны втулки 15, 16, образующие с корпусом камеры А, В, Б, Г, Д, соединенные с линией первого усиления А, линиями защиты Б, В и дренажем Г, Д. Из камеры А выполнены два канала (на рисунке не показаны), выходящие в плоскости, перпендикулярной разрезу на чертеже, к клапану 14 аналогично выходам камер Б и В. Сообщение камер А, Б и В с дренажем зависит от положения клапана 14. При нижнем положении клапана камеры А, Б и В разобщены с дренажными камерами.

Клапан 14 удерживается в нижнем положении давлением в камере Е. При снижении давления в камере Е до величины, при которой усилие, действующее на клапан 14 сверху, становится меньше усилия, действующего на клапан снизу (от давления в камерах А, Б и В), клапан поднимается. При этом открывается также слив из камеры Е в камеру Г, что способствует быстрому снижению давления в камере Е, т. е. осуществляется положительная обратная связь между перемещением клапана и давлением в камере Е.

Смещение клапана вверх вызывает одновременно падение давлений в камерах А, Б и В за счет сообщения их с дренажем и соответственно закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины.

На клапане 14 выполнен бурт И, который обеспечивает разделение потоков из камер А, Б, В (с большим давлением) с потоком из камеры Е (с меньшим давлением) при срабатывании клапана, чем убыстряется процесс его движения. Снижение давления в камере Е может быть действием либо срабатывания исполнительного механизма автомата безопасности, снижающего давление в линии управления при недопустимом повышении частоты вращения ротора турбины, либо перемещения клапана 12.

Клапан 12 выполнен разгруженным за счет равных диаметров посадок по верхнему и нижнему посадочному месту клапана на седле 13.

При движении вниз на 5 мм клапан 12 перекрывает подвод в камеру Е воды из линии управления и открывает слив из камеры в дренаж Ж. Для разгрузки клапана 12 от давления на нижний его торец камера 3 соединена с дренажем.

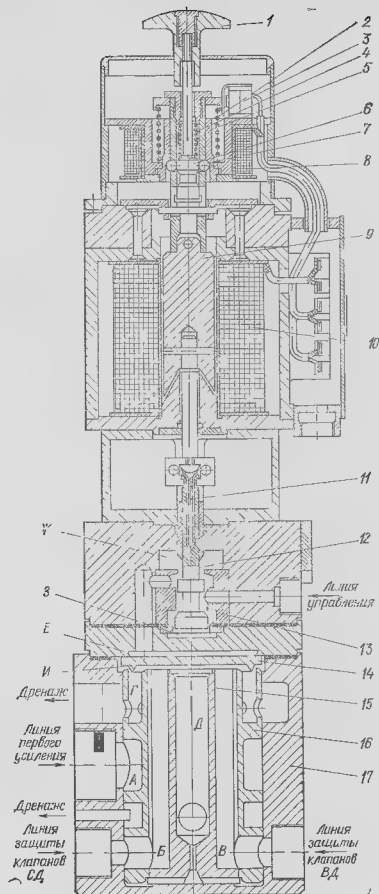


Рис. 11.9. Защитное устройство:

1 — шток; 2, 4 — пружины; 3 — микропереключатель; 5, 15, 16 — втулки; 6 — защелка; 7 — шар; 8 — обмотка; 9 — якорь; 10 — катушка; 11 — нелец; 12, 14 — клапаны; 13 — седло; 17 — корпус

При повышении давления в камере Е бурт И способствует более быстрому повышению давления в камере Е, чем в камерах А, Б и В, и аstatическому прижатию клапана 14 к втулкам 15, 16, т. е. к взведению защитного устройства.

Как клапан 12, так и клапан 14 при срабатывании защитного устройства в сторону закрытия клапанов турбины двигаются в направлении от посадочных мест, чем обеспечивается повышенная надежность их срабатывания после длительного неподвижного стояния по сравнению с золотниковыми устройствами, где наличие

облитерации и заносов между золотниками и буксами приводит к повышению нечувствительности и возможному отказу в момент срабатывания. Это особенно важно при применении в качестве рабочего тела воды, очистка которой производится менее качественно, чем масла в замкнутом контуре маслоснабжения.

Управление движением клапана 12 осуществляется штоком электромагнита через соединительную муфту и палец 11, способствующий уменьшению заклинивания штока клапана 12 в направляющей при наличии несоосности между осью клапана и электромагнита.

Якорь электромагнита 9 удерживается в верхнем положении пружиной 2, создающей необходимое усилие для обеспечения плотности прилегания клапана 12 к седлу 13.

При подаче напряжения на катушку электромагнита 10 либо при ручном воздействии на кнопку 1 якорь перемещается вниз, сжимая пружину 2. Избыточное усилие электромагнита по сравнению с усилием пружины 2 — 120–150 Н (12,24–15,30 кгс).

Шары 7 перемещаются от оси магнита в проточку на втулке 5, а защелка 6, опустившись под действием пружины 4, исключает возможность движения шаров к оси электромагнита и фиксирует якорь в нижнем положении.

При подъеме защелки 6 вручную либо дистанционно путем подачи напряжения на обмотку 8 шары 7 получают возможность переместиться к оси электромагнита. При этом пружина 2 поднимает якорь 9 и шток клапана 12. Пружина 4 постоянно стремится опустить защелку вниз, препятствуя самопроизвольному взведению защитного устройства.

Для сигнализации о срабатывании защитного устройства установлен микропереключатель 3.

При сборке защитного устройства необходимо тщательно контролировать одновременность прилегания кромок клапана 12 к посадочным местам седла 13 и плотности клапана 14 в нижнем положении, отсутствие заеданий в электромагните и отсутствие выработки во втулке 5 от действия шаров 7.

11.11. ЭЛЕКТРОМАГНИТ ЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА

Электромагнит является исполнительным элементом, преобразующим электрический сигнал в перемещение штока по команде системы защиты либо оператора. Электромагнит предназначен для работы при температуре окружающего воздуха от +10 °C до +60 °C и относительной влажности до 80%.

Техническая характеристика электромагнита:

Рабочее напряжение питания, постоянное, В	22 ±15%
Сопротивление обмоток при 20 °C:	
катушки выбивания, Ом	260 ±15
катушки взведения, Ом	260 ±20
Номинальное усилие на якорь:	
на выбивание, Н (кгс) ±15%	не менее . . . 98 (10)
на взведение, Н (кгс) ±15%	не менее . . . 39,2 (4)
Ход якоря, мм	15 ±0,5
Допустимое время нахождения под током при 20 °C:	
катушки выбивания, мин, не более	10
катушки взведения, мин, не более	1
Время срабатывания электромагнита при выбивании:	
без противодействующего усилия, с	0,15 ±0,02
при противодействующем усилии 98 Н, с	0,22 ±0,02
То же при взведении:	
без противодействующего усилия, с	0,08 ±0,02
при противодействующем усилии 39,2 Н, с	0,15 ±0,02
Масса, кг	32,5

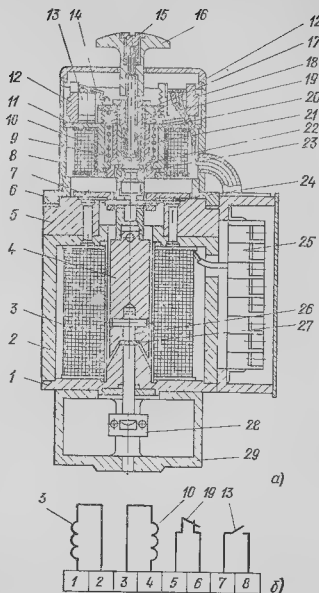


Рис. 11.10. Электромагнит защитного устройства (а) и схема электрических соединений (б):

1 — основание; 2 и 8 — корпуса; 3 — катушка выбивания; 4 — якорь; 5 — проставка; 6 — переходник магнитопровода; 7, 17 — диски; 9 и 20 — пружины; 10 — катушка взведения; 11, 23 — вкладыши; 12 — стойка; 13 и 19 — микропереключатели; 14 — рычаг; 15 — винт; 16 — кнопка; 18 — направляющая; 21 и 26 — штоки; 22 — шарик; 24 — штифт; 25 — клеммы; 27 — проставка; 28 — соединительная муфта; 29 — опора

Конструкция электромагнита приведена на рис. 11.10 (в положении «Электромагнит выбит»).

В корпусе, состоящем из нижней половины 2 и верхней 8, размещены две магнитные системы: выбивания и взведения. Системы изолированы друг от друга проставкой 5, выполненной из немагнитного материала. Магнитная система выбивания состоит из якоря электромагнита 4, корпуса 2, основания 1 и катушки 3, и взведения — корпуса 8, магнитопровода 6, вкладыша 11 и катушки 10. Детали магнитопроводов и якорь электромагнита выполнены из материала с высокой магнитной проницаемостью. Центрируется якорь относительно магнитопровода с помощью штоков 21 и 26, закрепленных с торцов якоря. Шток 26 системы выбивания заканчивается соединительной муфтой 28, а шток 21 — кнопкой 16, позволяющей вручную перемещать якорь.

Катушка взведения 10 состоит из каркаса и обмотки с электрическими выводами. Обмотка выполнена проводом ПЭВ Ø 0,27 мм и содержит 3040 витков.

Катушка выбивания 3 конструктивно аналогична катушке взведения, но больших размеров, поскольку содержит 11 500 витков провода ПЭВ-1, Ø 0,51 мм. Электрические выводы катушек соединены с выводами

25. Схема электрических соединений приведе на рпс. 11.10.

При пуске турбины электромагнит должен быть «заведен» (якорь в верхнем положении). Ввести электромagnet можно вручную, потянув вверх кнопку 16, либо дистанционно с БЦУ при помощи ключа управления электромагнитом. При подаче тока электромагнитное поле катушки возбуждения притягивает диск 7, который посредством штифта 24, перемещаясь в прорезы направляющей 18, толкает шток 21 вверх, преодолевая сопротивление пружины 20. Когда проточка штока совпадает с осью шариков 22, последние через прорезы в направляющей перекатываются в проточку штока, тем самым освободят направляющую 18, и она под действием пружины 9 переместится в крайнее верхнее положение. Поскольку якорь, шток и муфта соединены с направляющей, то и они совершат те же перемещения.

Дистанционный контроль положения штока электромагнита осуществляется с помощью ветровых микропереключателей типа МП 110, исп. 2* (13 и 19). В целях сигнализации используются их размыкающиеся контакты. При перемещении направляющей 18 вверх диск 17 освобождает рычаг узла микропереключателя 19. Под действием пружины рычаг перемещается вверх, нажимая на кнопку микропереключателя, размыкая контакты в цепи питания лампочки транспаранта «Выбит». При дальнейшем перемещении диск 17 нажимает на рычаг 14 узла микропереключателя 13. Контакт микропереключателя замыкается, сигнализируя о новом положении штока электромагнита «заведен».

Выбывание электромагнита происходит при поступлении сигнала от системы защиты турбины, при воздействии на ключ управления с БЦУ либо ударе рукой по кнопке 16. Ток, протекающий по обмотке выбывания, создает электромагнитное поле, которое, преодолевая сопротивление пружины 9, втягивает якорь 4. Вместе с якорем перемещается направляющая 18, шток 21, в проточках которого размещены шарик 22. По мере опускания штока шарик под действием пружины 20 выталкивается по конической поверхности проточки штока через прорезы в направляющей 18 в проточку вкладыша 23. Шток, опустившись под действием пружины 20, фиксирует шарик в проточке вкладыша, а якорь с направляющей в нижнем положении.

Для предотвращения залипания якоря электромагнита предусмотрена проточка 27 на немагнитного материала. Выступающая часть штока 26 и муфта 28 защищены от поломки при транспортировке и монтаже опорой 29, облегчающей сочленение штоков электромагнита и клапана через четыре прорезанных окна

11.12. МЕХАНИЧЕСКИЙ АВТОМАТ БЕЗОПАСНОСТИ

В качестве предохранительного выключателя, предохраняющего турбину от чрезмерного повышения частоты вращения ротора, применен двуденный механический автомат безопасности колцевого типа, изображенный на рис. 11.11 и поз. 15 на рис. 11.1.

Вал 3, на котором смонтированы автоматы безопасности, приболчен к ротору высокого давления.

Движение стального кольца 4 направляется центральным штифтом 5, к рый проходит через попере-

ную расточку вала В этой расточке расположена пружина 6, которая притягивает кольцо к валу таким образом, что внешняя цилиндрическая расточка кольца оказывается соосной с валом турбины. Внутренняя расточка кольца выполнена эксцентрично с внешней.

Центр тяжести кольца смещен от оси вращения ротора в сторону возможного перемещения кольца. Эксцентриситет центра тяжести, масса кольца и пружины рассчитаны так, что при повышении частоты вращения ротора до 55,5 56 с⁻¹ центробежные силы преодолевают первоначальное натяжение пружины и кольцо смещается по радиусу на 8 мм. При этом внешняя поверхность кольца становится эксцентричной к оси ротора турбины, что вызывает удар кольца по рычагу исполнительного механизма автомата безопасности и приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов. Обратное перемещение кольца происходит при снижении частоты вращения ротора до 50,8—51,2 с⁻¹.

Для проверки срабатывания кольца без повышения частоты вращения ротора в каждом кольце предусмотрены углубления (камеры В), в которые может быть подано масло во время работы при нормальной частоте вращения ротора. При этом эксцентричная масса возрастает и кольцо срабатывает без повышения частоты вращения. После прекращения подачи масла к кольцу оставшееся в полостях кольца масло вытекает через специальные отверстия и воздействием пружины кольцо возвращается в исходное положение.

Настройка регулятора производится вращением валика 5, изменяющим натяжение пружины 6, и регулировочным винтом 1, изменяющим положение центра тяжести кольца.оборот валика 5 изменяет настройку срабатывания автомата приблизительно на 2 с⁻¹.оборот винта 1 — на 0,08 с⁻¹.

Для уменьшения электрокоррозии, возникающей на поверхности валика 5 в местах контакта с направляющими, в них запрессованы втулки 2 и 7, выполненные из фторопласта. Зазор между валиками и втулками 0,15—0,2 мм на диаметр

Для уменьшения пововки фторопластовых втулок при повышении температуры масла необходимо перед изготовлением втулок фторопл выдерживать в кипящей воде в течение 2 ч.

Для сохранения стабильности настройки срабатывания колец автомата безопасности после разборки необходимо сохранение положения установочного винта 1, натяжения пружины и неизменности установки положения пружины относительно собственной оси, влияющей на срабатывание из-за несимметричности расположения масс на поджатых витках пружины.

Подача масла на опробование колец автомата безопасности производится с помощью исполнительного механизма автомата безопасности через камеры А и В и сверления в роторе

Для уменьшения небаланса ротора, создающегося при выбивании колец, кольца развернуты друг относительно друга на 180° поворота ротора турбины.

При монтаже и эксплуатации необходимо обращать внимание на отсутствие посторонних потоков масла, которые могут попадать в камеры колец и приводить к самопропозвольному срабатыванию автоматов безопасности без повышения частоты вращения ротора.

11.13. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ АВТОМАТА БЕЗОПАСНОСТИ

Исполнительный механизм автомата безопасности служит для преобразования механического импульса автомата безопасности в гидравлический импульс, действующий на положение клапанов защитных устройств и,

* Заводом проведена модернизация электромагнита. Первые выпуски электромагнитов комплектовались одним микропереключателем, включающим транспарант «Электромагнит выбит». Эксплуатация показала целесообразность сигнализации обоих положений штока, что было реализовано установкой дополнительного микропереключателя.

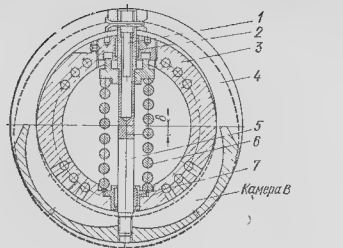


Рис. 11.11. Механический автомат безопасности.

1 — винт; 2, 7 — штилки; 3 — вал; 4 — кольцо; 5 — штифт; 6 — пружина

следовательно, на закрытие регулирующих и стопорных клапанов турбины. Исполнительный механизм служит также для раздельного опробования колец автомата безопасности маслом под нагрузкой без повышения частоты вращения ротора (рис. 11.12).

Основными элементами исполнительного механизма являются поворотный переключающий золотник, состоящий из водяного 17 и масляного 20 золотников и два сливных исполнительных клапана 9 (№ 1 и 2), находящиеся под воздействием колец автомата безопасности. (Для наглядности на рис. 11.12 изображен только клапан № 1, который смещен в плоскости чертежа с поворотным золотником).

Силовая вода через камеру В поворотного золотника 17 подводится к управляющему камерам защитных устройств. При среднем положении поворотного золотника камера В соединена с камерами А, которые отделены от дренажа кромками клапана 9, пружинами к седлу 10.

Клапаны выполнены двухседельными для разгрузки их от давления в камере А. Клапаны и связанные с ними штоки 3 и 11 удерживаются в верхнем положении упорами на рычагах 2, подающими в заглубления на штоках 3. Рычаги прижимаются к штокам пружинами 1.

При повышении частоты вращения ротора турбины на 11—12 % сверх номинального кольца автомата безопасности ударяет по рычагу 2 клапана № 1 или 2. При этом рычаг, поворачиваясь вокруг оси, освобождает шток 3 и под действием пружины 5 перемещается вниз вместе с клапаном 9, открывая слив из управляющей линии защитных устройств. Клапан 9 связан со штоком 3 не жестко, а посредством пружины 7 для одновременного прижатия в вертикальном направлении клапана 9 к своему седлу 10 и заглубления штока 3 к упору рычага 2.

Срабатывание любого из клапанов № 1 или 2 приводит к закрытию стопорных и регулирующих клапанов турбины.

Введение исполнительного механизма автомата безопасности осуществляется с помощью силового масла, подаваемого в камеру В под поршень 4, который перемещает шток 3 вверх, сжимая пружины. Масло подводится в камеру В от золотника введения, который смонтирован на корпусе регулятора скорости. При всех положениях золотника введения, кроме положения «введение», камера В соединена с дренажом, что исключает подпор под поршень 4.

Для возможности раздельного опробования колец механического автомата безопасности и исполнительных

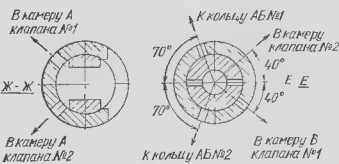
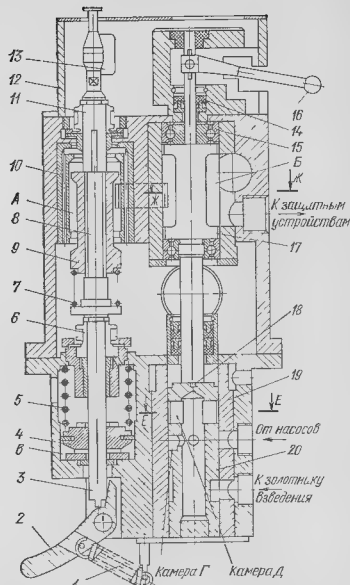


Рис. 11.12. Исполнительный механизм автомата безопасности:

1, 5 — пружины; 2 — рычаг; 3, 8, 11 — штоки; 4 — поршень; 6 — сильфон; 7 — пружина; 9 — клапан; 10 — седло; 11 — шток; 12 — кольцо; 13 — микропереключатель; 14 — кольцо; 15 — подшипник; 16 — рукоятка; 17, 20 — золотники; 18 — шпонка; 19 — буска

сливных клапанов 9 при работе турбины под нагрузкой и номинальной частоте вращения ротора служат поворотные переключающие золотники 17 и 20.

При повороте золотника 17 рукояткой 16 поворачивается и золотник 20, соединенный с ним крестовой шпонкой 18. При этом в камеру Г подводится масло от масляного насоса и по каналам в золотнике поступает в камеру В.

При повороте золотника на 70° от среднего положения (см. сечение Е-Е) силовое масло через окно в буске 19 подается на одно из колец автомата безопасности (АВ) для его испытания. При этом золотник 17 перекрывает подвод воды из линии управления защитных устройств к клапану № 1 и 2 опробуемого кольца, что обеспечивает несрабатывание защитных устройств при срабатывании клапана исполнительного механизма. Второе кольцо и его клапан находятся в это время в рабочем состоянии, обеспечивая защиту турбины.

Для взведения клапана 9 после опробования необходимо установить поворотный золотник в положение «взведение» (40° от среднего положения), при котором масло подается из камеры Г в камеру В на взведение испытанного клапана под поршень А, дренаж из камеры В через золотник взведения прекращается золотником 20.

Поворот рукоятки на 70° и 40° в противоположную сторону приводит к опробованию и взведению второго кольца и клапана № 2 при работе турбины под нагрузкой.

Таким образом, поворотный переключающий золотник может находиться в пяти положениях:

рабочее (среднее положение);
взведение первого кольца (поворот вправо на 40°);
опробование первого кольца (поворот вправо на 70°);

взведение второго кольца (поворот влево на 40°);
опробование второго кольца (поворот влево на 70°).

Для уменьшения трения на поворотном золотнике, увеличивающегося из-за неуровновешенности золотника при повороте, для отключения исполнительных клапанов установлены подшипники качения 15.

На верхней крышке исполнительного механизма смонтированы местные указатели срабатывания клапанов исполнительного механизма и микропереключатели 13, являющиеся датчиками дистанционных указателей. Разделение масляных и водяных камер выполнено при помощи резиновых сальников 6.

Для обеспечения четкого поворота переключающего золотника на определенный угол (40° и 70°) предусмотрена установка ограничительного кожуха 12 с направляющими профильными лапами, фиксирующими положение рукоятки 16 в указанных положениях, которые необходимо проверить после сборки, монтажа и ремонта. При сборке исполнительного механизма особое внимание должно быть уделено соосности установки верхнего и нижнего корпусов, состоянию уплотнений и отсутствию заеданий штоков и золотников, целостности упоров штоков клапанов и удерживающих упоров на рычагах, проверке плотности прилегания клапанов к седлам.

В связи с возможными протечками масла в камеры для взведения и к кольцам автоматов безопасности в эксплуатации устанавливается дополнительный вентиль на линии подвода масла к исполнительному механизму и золотнику взведения, который открывается только перед проведением испытаний. На трубопроводе между вентилем и исполнительным механизмом выполняется слив в дренаж через диафрагму Ø 4 мм, который выводится для контроля плотности вентилей к смотровому стеклу слива из опоры переднего подшипника.

11.14. ЗОЛОТНИК ВЗВЕДЕНИЯ

Золотник взведения (рис. 11.13) предназначен для одновременного взведения клапанов исполнительного механизма автомата безопасности.

Золотник 3 соединен крестовой шпонкой 1 с золотником разгонного устройства регулятора скорости и поворачивается в буксе 4 рукояткой разгонного устройства. При среднем положении рукоятки разгонного устройства золотник перекрывает подвод масла к исполнительному механизму автомата безопасности и связывает камеры взведения исполнительного механизма с дренажем.

При повороте рукоятки разгонного устройства в положение «Взведение ИМАБ» линия взведения исполнительного механизма соединяется с подводом масла и отсоединяется от дренажа.

При повороте рукоятки разгонного устройства в положение «Разгон турбины» камеры взведения оста-

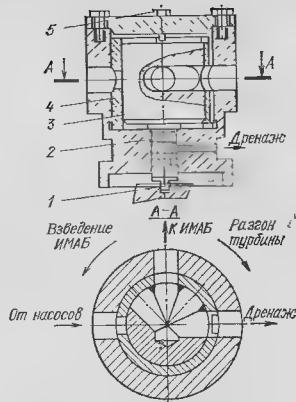


Рис. 11.13. Золотник взведения:

1 — шпонка; 2 — кольцо; 3 — золотник; 4 — буска, 5 — винт

ются соединяемыми с дренажем и давление в них не препятствует срабатыванию исполнительного механизма автоматов безопасности. Присоединение золотника взведения к рукоятке разгонного устройства позволяет операцию разгона из положения холостого хода до срабатывания автоматов безопасности и восстановления оборотов после опробования до положения холостого хода выполнить одной рукояткой разгона. Это исключает возможные ошибки персонала при испытаниях автоматов безопасности и системы защиты разгонного ротора турбогенератора.

Золотник взведения установлен в буксе 4, на наружной поверхности которой в районе дренажного отвода выполнен продольный дренажный канал, разгружающий золотник от неуровновешенных осевых усилий. Букса фиксируется от проворачивания стопорным винтом 5, который установлен в крышке корпуса и входит в паз буксы.

При сборке золотника с регулятором скорости необходимы тщательный контроль соосности установки золотника взведения и разгонного устройства и соблюдение необходимых зазоров по крестовой шпонке в радиальном и осевом направлениях. Установка утолщенных прокладок между корпусом регулятора и корпусом золотника взведения, а также между крышкой и корпусом приводит к увеличению осевого зазора и уменьшению контакта по боковым поверхностям крестовой шпонки. Это приводит к дополнительным усилиям на рукоятке разгонного устройства, повышению трения и выходу золотника из строя в момент испытания.

Разделение камер регулятора скорости (с водой) от камер золотника взведения (с маслом) выполнено за счет установки двух резиновых колец 2.

11.15. СЕРВОМОТОР И ВЫКЛЮЧАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО СТОПНОГО КЛАПАНА ЧВД

Управление стопорным клапаном осуществляется односторонним пружинным сервомотором (см. рис. 9.2). Силовая вода от насоса подводится к сервомотору через диафрагму диаметром приблизительно 7 мм. Слив

из сервомотора осуществляется через беззолотниковое выключающее устройство.

Поршень сервомотора 29 уплотнен асбестопроволочной набивкой. Затяжка набивки 48 осуществляется нажимным кольцом 30 и болтами. Конструкция уплотнения аналогична уплотнению поршня сервомотора ЧВД и изображена на выноске рис. 9.2.

Усилие на закрытие стопорного клапана создается неравномерным паровым усилием на шток клапана и двумя пружинами, первоначальный натяг которых (60 ± 6 мм для наружной пружины и 55 ± 6 мм для внутренней) устанавливается за счет толщины дистанционных колец 46.

Для периодического расхаживания стопорного клапана предусмотрен специальный вентиль 32. При открытии вентиля полость над поршнем 29 соединяется с дренажем через 12 отверстий в рубашке 47 $\varnothing 2$ мм, давление над поршнем снижается и сервомотор перемещается вверх до тех пор, пока набивка не перекрывает эти отверстия, расположенные примерно на $\frac{1}{5}$ хода сервомотора от положения полного открытия стопорного клапана.

Расхаживающий вентиль изображен на рис. 11.14, пов. 3.

Положение сервомотора фиксируется по указателю 3, который выведен через уплотнения в крышке сервомотора и перемещает два конечных выключателя, воздействующих на автоматику блока, связанную с положением стопорных клапанов.

Выключающее устройство беззолотникового типа приведено на рис. 11.14.

Клапан 1 выключателя в своем нижнем положении опирается на седло 2, которое выполнено в виде двух концентрически расположенных цилиндров. Внутренний цилиндр отделяет верхнюю полость сервомотора (камера Б) от дренажного трубопровода и нижней (дренажной) полости сервомотора. Внешний цилиндр отделяет камеру А от дренажа.

В нижнем положении клапан удерживается давлением жидкости в камере А, зависящим от давления в коллекторе линии защиты. Между камерой А и линией защиты установлена диафрагма $\varnothing 8$ мм. При падении давления в линии защиты из-за срабатывания клапанов защитных устройств усилие, действующее на клапан 1 сверху,

становится меньше усилия, действующего на клапан 1 снизу из камеры Б над поршнем сервомотора. Отношение площадей клапана, на которую действует усилие сверху из линии защиты, к площади снизу, на которую действует давление в камере сервомотора, 3:1, что обеспечивает срабатывание клапана при падении давления над клапаном до величины в 3 раза меньшей, чем давление в сервомоторе.

При отрыве клапана от нижнего упора открывается дополнительный слив из камеры А над клапаном, что обеспечивает быстрое перемещение клапана до верхнего положения и ускоряет закрытие стопорного клапана. Таким образом осуществляется положительная обратная связь между давлением над клапаном 1 и его перемещением, что способствует повышению быстродействия защиты. На клапане выполнен конусный бурт, предотвращающий попадание жидкости из камеры сервомотора при подъеме клапана в камеру над клапаном, что способствует также повышению быстродействия срабатывания выключающего.

По сравнению с золотниковыми выключающими стопорных клапанов, которые используются в системе защиты других турбин, выпускаемых заводом, беззолотниковые выключатели (и беззолотниковая система защиты в целом) обладают существенными преимуществами. Основными из них являются:

1. Отсутствие золотниковых пар с трением в основных элементах защиты, которые заменены устройствами клапанного типа с высокой степенью надежности, не требующими периодического расхаживания.

2. Положительная обратная связь на беззолотниковых устройствах, повышающая их быстродействие по сравнению с золотниковыми.

3. Возможность значительного уменьшения диаметров трубопроводов системы защиты, так как нет необходимости вытеснять всю жидкость, находящуюся над клапаном выключателя в момент срабатывания, по длинным трубопроводам между сервомоторами и защитными устройствами, расположенными на опоре переднего подшипника.

Уменьшение диаметров трубопроводов ведет к уменьшению количества воздуха, что обеспечивает уменьшение запаздывания.

4. Уменьшение расхода воды в системе вследствие исключения утечек по зазорам золотниковых пар.

При монтаже сервомотора должно быть особо обращено внимание на первоначальное натяжение пружин, отсутствие нечувствительности, плотность набивки и плотность прилегания клапана 1 (рис. 11.14).

Нечувствительность сервомотора не должна превышать 0,05 МПа по давлению воды над поршнем сервомотора. Плотность набивки и прилегания клапана 1 к поверхности седла 2 определяется по перепаду давления на диафрагме, устанавливаемой на подводе силовой воды к сервомотору. Перепад давления не должен превышать 0,3 МПа ($3,05 \text{ кгс/см}^2$) при диафрагме $\varnothing 7$ мм.

Выключающее устройство блока клапанов помимо подогрева по конструкции аналогично выключающему устройству стопорного клапана части высокого давления.

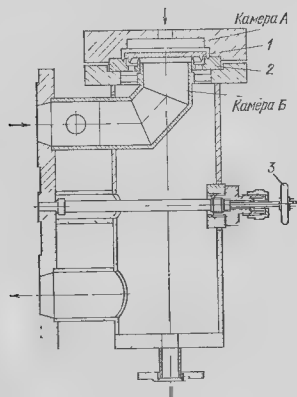


Рис. 11.14. Выключающее устройство:
1 — клапан; 2 — седло; 3 — вентиль

11.16. РАСХАЖИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Расхаживающее устройство предназначено для перемещения клапанов блоков парораспределения и предотвращения заеданий штоков клапанов и сервомоторов в направляющих втулках.

При расхаживании обеспечивается определенная последовательность закрытия и открытия клапанов и неизменность нагрузки турбоагрегата во время расхаживания, которое производится примерно при нагрузке 300 МВт. Закрываются сначала регулирующие клапаны блока парораспределения до полного закрытия, затем стопорный клапан этого блока. Открытие клапанов производится в обратной последовательности.

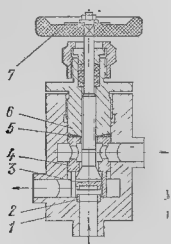


Рис. 11.15. Клапан расхаживания:

1 — корпус; 2 — седло; 3 — шпindel с клапаном; 4 — втулка; 5 — кольцо; 6 — крышка; 7 — маховик

Закрытие регулирующих клапанов одного блока парораспределения производится за счет подачи силовой воды в линию обратной связи сервомотора этого блока. Закрытие стопорного клапана производится за счет прикрытия подачи силовой воды к сервомотору стопорного клапана и открытия слива в дренаж. Клапан расхаживания изображен на рис. 11.15.

11.17. ВОДЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ ВОДОСНАБЖЕНИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

На турбине К-500-240-1 для очистки воды от механических примесей применялись сетчатые фильтры (рис. 11.16).

Фильтрующим элементом фильтра является латунная сетка 2 простого или саржевого плетения. Сетка натянута на дырчатый каркас 1 из нержавеющей стали. Поверх сетки установлен каркас из проволоки 3. Использована сетка 0,25 (ячейка в свету 0,25 мм) в два слоя либо сетка 0,15 в один слой, проволока $\varnothing 0,12 - 0,13$ мм. В связи с частыми разрушениями латунной сетки применяется стальная нержавеющая сетка с теми же размерами ячейки. Размеры фильтров выбраны так, что скорость фильтрации, отнесенная к живому сечению сетки, составляет не более 0,2 м/с.

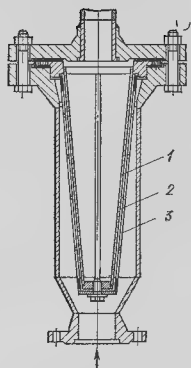


Рис. 11.16. Фильтр сетчатый.

1 — каркас; 2 — сетка; 3 — каркас проволоочный

Двенадцать фильтров объединены в три группы по четыре фильтра. Две группы находятся в работе, третья в резерве. Очистка фильтров проводится отмычкой обратным потоком жидкости.

Для создания обратного потока входной коллектор каждой группы соединяется через вентиль с местом сброса призного конденсата, а в выходной коллектор подается вода с выдачи конденсатных насосов через дополнительные два фильтра.

Сетка фильтров допускает перепад давления в основном направлении не более 0,25 МПа (2,55 кгс/см²) и в обратном направлении (при промывке) не более 0,1 МПа (1,02 кгс/см²) (за счет больших просветов между проволокой каркаса 3).

Основными недостатками сетчатых фильтров и схемы их промывки являются: частые разрывы сеток, невозможность контроля их состояния без разборки фильтров, значительный расход жидкости на промывку обратным потоком, неэффективность очистки при малом допустимом перепаде давления на сетке, сложность автоматизации очистки из-за большого количества оперативной арматуры. Эти недостатки исключены внедрением на турбинах К-500-240-2 самопромывающихся секционных пластинчатых фильтров. Конструкция фильтров изображена на рис. 11.17.

Фильтр состоит из корпуса 4 с камерами А и Б для подачи фильтруемой жидкости и камерой В для отвода фильтрата, ротора с фильтрующим элементом, состоящим из вала 5, двух торцевых дисков 8, среднего диска 6 и пластин 7, которые имеют отверстия, образующие в роторе каналы — секции Д для прохода фильтруемой жидкости, причем отверстия каждой второй пластины фильтрующего элемента имеют радиальные прорезы (см. вид Г), направленные от центра отверстия к периферии.

Фильтруемая жидкость подается в камеры А и Б, затем проходит в каналы Д, где фильтруется, проходя через щели, образованные прорезами в пластинах. По мере забивания фильтра ротор проворачивается и входные отверстия секций, выполненные в торцевых дисках, поочередно подходят к промывным соплам 2,

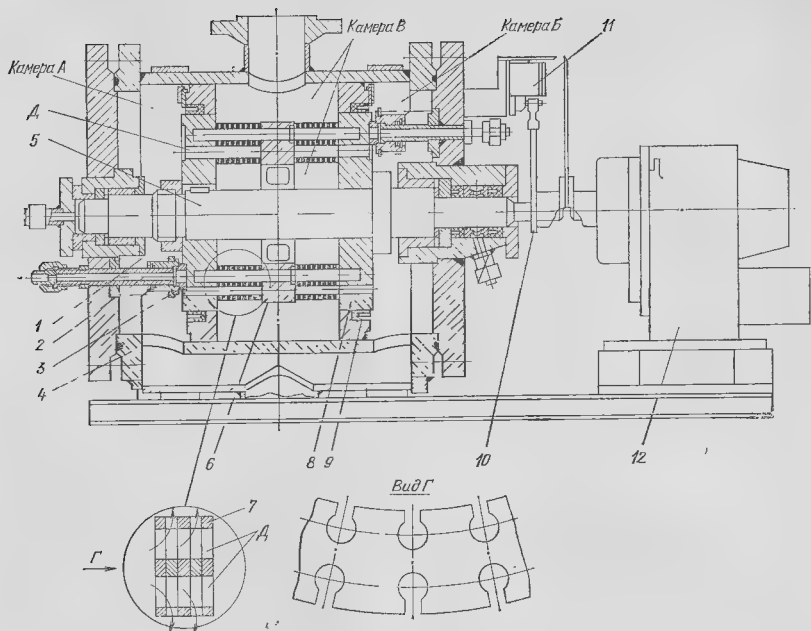


Рис. 11.17. Фильтр самопромывающийся:

1 — пружина; 2 — сопло; 3 — сухарь; 4 — корпус; 5 — вал; 6 — диск средний; 7 — пластина; 8 — диск торцевой; 9 — манжета; 10 — кулачок; 11 — выключатель конечный; 12 — механизм электрический однооборотный

соединенным с камерой сброса грязного конденсата, чем обеспечивается создание обратного потока жидкости в отмываемом канале — секции.

Для увеличения количества секций отверстия в фильтрующих пластинах ротора выполнены в два ряда, из которых внешний ряд соединен прорезями с внешним диаметром ротора. Внутренний ряд — с внутренней камерой В, из которой фильтрат во внешнюю камеру В попадает через отверстия в среднем диске 6 ротора. Наружные диски 8 ротора, отделяющие камеры А и В от камеры В, уплотнены резиновыми манжетами 9.

На концах дренажных сопел 2 установлены сухари 3, выполненные из фторопласта-4 и прижимаемые к наружным дискам 8 пружинами 1.

При рабочем положении фильтра дренажные сопла устанавливаются напротив несверленного участка на наружных дисках и расход жидкости на промывку отсутствует. Все секции работают на очистку жидкости. При появлении перепада на фильтре более 0,15 МПа (1,53 кгс/см²) ротор фильтра начинает проворачиваться со скоростью 1 оборот за 100 с. При этом секции поочередно подходят к дренажным соплам и отмываются обратным потоком жидкости полным перепадом давления. Вращение ротора фильтра происходит при помощи механизма электрического однооборотного МЭО=25/100 до тех пор, пока перепад не уменьшится до 0,11 МПа (1,13 кгс/см²) и пока ротор не повернется до положения совпадения дренажных сопел с несверленным участком наружных дисков, что обеспечивается наличием

конечных выключателей 11 и кулачком 10, установленным на приводе фильтра.

Опыт эксплуатации показал, что фильтр отмывается за 3—4 оборота ротора и при нормальной чистоте конденсата необходимость очистки фильтра возникает 1—2 раза в смену. Поочередная отмывка секций обеспечивает относительно малый расход на отмывку. Высокая прочность пластин, допускающих полный перепад давления на промывку, определяет высокую степень отмывки фильтра и его высокую надежность. Применение в фильтре фильтрующих пластин 7 толщиной 0,1 мм определяет необходимую степень очистки конденсата.

Отсутствие оперативной арматуры облегчает полную автоматизацию системы очистки конденсата. На турбине устанавливаются три фильтра. Два фильтра находятся в работе, третий — в резерве.

Система автоматизации выполнена так, что фильтры, находящиеся в работе, проворачиваются поочередно на 1 оборот, останавливаясь в «среднем» положении и прекращая расход воды на промывку. При вращении фильтров более 10 мин и сохранении перепада давления на фильтрах подается звуковой и световой сигнал «Фильтры системы регулирования не отмываются».

Возможные неполадки в работе фильтров связаны с выработкой сухарей и увеличением расхода воды на промывку в процессе эксплуатации, что контролируется по давлению в промывочном дренажном коллекторе за фильтром при «среднем» положении ротора фильтра.

НАЛАДКА И КОНТРОЛЬ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ТУРБИНЫ К-500-240-2

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Системы регулирования и защиты турбин К-500-240 и К-500-240-2 выполнены с малым количеством упругих элементов и с развитыми гидравлическими прямыми и обратными связями. Подобные системы, обеспечивая необходимые надежность, точность и чувствительность, не требуют прецизионного выполнения деталей (по геометрии, допускам, чистоте поверхности), не требуют чрезмерной очистки рабочей жидкости (от частиц с размерами менее 100 мкм), позволяют использовать конденсат в качестве рабочего тела, допускают нормальную эксплуатацию при значительном износе деталей. Но при этом из-за влияния на характеристики систем протечек по механизмам, сопротивления трубопроводов и т. п. становятся необходимыми наладочные работы после сборки всех механизмов во время монтажа или ремонта турбины.

Характеристики АСР и АСЗ, снятые после наладки или после какого-то периода эксплуатации, позволяют судить не только о соответствии систем проекту, но и о необходимости проведения ревизии и ремонта как отдельных механизмов, так и систем в целом.

Системы регулирования и защиты снабжены специальными настроечными органами и контрольными приспособлениями, позволяющими проверить их характеристики и привести в соответствие с расчетными. Наладка АСР и АСЗ обычно включает:

- промывку и проверку водоснабжения;
- опробование систем и настройку отдельных узлов;
- наладку системы защиты;
- настройку движения сервомоторов регулирующих клапанов;
- динамические испытания на остановленной турбине;
- статические испытания перед пуском на холостом ходу и под нагрузкой;
- динамические испытания под нагрузкой;
- контроль работы систем на работающей турбине.

12.2. ПРОМЫВКА ТРУБОПРОВОДОВ И ПРОВЕРКА ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Промывка трубопроводов производится после монтажа и капитальных ремонтов. Промывка осуществляется конденсатом из бака регулирования при работе по замкнутому

контуру через штатные фильтры. Грязный конденсат из фильтров и бака удаляется из системы. Обязательное условие качественной промывки — создание высоких скоростей конденсата (до 10—15 м/с) во всех без исключения трубопроводах. Для этого перед промывкой отсечные золотники отсоединяются от сервомоторов по рабочим линиям и дренажам, трубопроводы силовые и защиты отсоединяются от выключателей и соединяются между собой. В результате конденсат из напорных коллекторов, нормально подводящий к сервомоторам стопорных и регулирующих клапанов, байпасирует их и по линиям следящей 1-го усиления и защиты сливается в переднюю опору. Сюда же сливается конденсат из напорных коллекторов через линии 1-го усиления, импульсную защиту и импеллера. Таким образом, обеспечивается промывка всех трубопроводов без изготовления и установки специальных фальцзолотников, как в системах регулирования других турбин.

При промывке трубопроводов регулировку подачи конденсата в систему целесообразно производить задвижками за фильтрами при полностью открытых задвижках до фильтров и включенной промывке фильтров. В случае увеличения перепада давлений на фильтрах задвижки за ними закрываются и производится отмычка фильтров при отсутствии расхода в систему.

Промывка трубопроводов, используемых в разомкнутом контуре водоснабжения (от насоса КН-1 до клапанов резерва питания), наиболее просто выполняется прокачкой конденсата от насоса КН-1 в бак регулирования при вынутых шарах клапанов резерва питания и закрытых задвижках на входе НСР.

Проверка водоснабжения производится при полностью собранных механизмах. Сначала проверяют закрытый контур водоснабжения, поток разомкнутый. При опробовании разомкнутого контура водоснабжения в процессе открытия задвижек на входе НСР необходимо контролировать уровень воды в баке. Нормальный уровень — на 0,5—1,0 м ниже уровня перелива из бака. Кратковременно в процессе заполнения гидросифона из бака в конденсатор и вытеснения воздуха уровень воды в баке может достигать перелива. Если в течение нескольких минут после открытия задвижек уровень воды в баке не устанавливается ниже уровня перелива, необходимо приостановить дальнейшее открытие задвижек, проверить давления по тракту сброса конденсата из бака (прежде всего на входе в конденсатор, на входе и выходе из гидросифона) и произвести ревизию участков с повышенным сопротивлением.

12.3. ОПРОВОВАНИЕ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Опробование производится после сборки всех механизмов и установки исходных дроссельных шайб и положений дросселей (задаваемых инструкцией или ранее установленными). Все механизмы, за исключением защитных устройств и МУТ на регуляторе скорости, устанавливаются в исходное положение, соответствующее полному открытию клапанов. После подачи воды в систему взводят защитные устройства и маховиком МУТ открывают регулирующие клапаны. Проверяется, что при выбивании защитных устройств все клапаны закрываются, при взведении и перемещении МУТ на «прибавить» — открываются. Порядок движения сервомоторов, неравномерность, перестановочные силы, действующие на золотники, и другие необходимые параметры системы регулирования устанавливаются и проверяются на последующих этапах настройки. Прежде всего снимаются и при необходимости настраиваются характеристики отдельных механизмов: регулятора скорости, ЭГП, ИМАБ, отсечных золотников, выключателей стопорных клапанов, сервомоторов.

Необходимые операции и контролируемые параметры указаны в гл. 11 для каждого механизма в отдельности. Методически при настройке отдельных механизмов должны быть доведены до проектных значений все характеристики, которые определяются только состоянием этих механизмов и не зависят от состояния остальных. Это статические характеристики механизмов, значения нечувствительности, плотности, зазоры в следящих элементах и т. п. После настройки отдельных механизмов производится совместная настройка механизмов АСР и АСЗ.

12.4. НАЛАДКА СИСТЕМЫ ЗАЩИТЫ

Беззолотниковая система защиты не требует специальной настройки. Однако в связи с возможными различиями в конкретном исполнении трубопроводов, связывающих ее элементы (диаметр, длина, радиусы гибов и т. п.), в утечках из импульсных и рабочих линий, в завоздушенности конденсата и т. д. может возникнуть необходимость в корректировке шайб на линиях. Типовые исходные шайбы указаны в заводской инструкции.

При проверке работы защиты, кроме перемещения клапанов, контролируются запасы перестановочных сил на их закрытие и открытие. После срабатывания любого из защитных устройств под поршнями сервомоторов стопорных клапанов высокого давления и толкателей промпрегрева должно установиться давление воды не более 0,2 и 0,05 МПа ($2,4\text{--}0,51 \text{ кгс/см}^2$) соответственно.

Надежное срабатывание выключателей и отсечных золотников при работе защиты зависит прежде всего от уровня давлений в линиях защиты и 1-го усиления после выбивания одного из защитных устройств. Для правильного определения давления необходимо исключить дополнительные сливы из линий защиты через выключатели сервомоторов. Пластины выключателей при срабатывании защитных устройств могут остаться на нижних упорах, если будут перекрыты подводы силовой воды к выключателям, например, с помощью расхаивающих устройств. В нормально настроенной АСЗ при подобной проверке давления в линиях защиты снижаются до уровня менее 0,4 МПа ($4,07 \text{ кгс/см}^2$), а в линии 1-го усиления менее 0,25 МПа ($2,55 \text{ кгс/см}^2$).

Запасы перестановочных сил на взведение проверяются опробованием защиты с уменьшенными подпитками или с дополнительными сливами из линий защиты. Запасы определяются по давлению, устанавливаемым в такой системе после открытия клапанов. Считается достаточным, чтобы нормальное открытие клапанов происходило с установлением в линиях защит давлений, сниженных по сравнению с нормальными на 0,3 МПа.

Во время наладки беззолотниковой защиты на годовых образцах турбины отмечались два вида отказов при взведении клапанов.

Первый из них связан с «зависанием» пластин всех или отдельных выключателей в положении устойчивого равновесия (точка К на рис. 10.8). Очевидно, энергия, запасенной пластиной при перемещении из точки Д в точку К, не хватало для преодоления сопротивления движению на пути от К до Л (положения неустойчивого равновесия). Для устранения подобных отказов оказывалось достаточным увеличить шайбы на подпитках коллекторов защиты, заменить непропеченные участки трубопроводов защиты на проектные (не менее $D_y = 20$), изменить диаметры шайб на входе в выключатели. Оптимальный диаметр последних может отличаться от расчетного как в меньшую, так и в большую сторону.

Второй вид отказов — появление гидроударов после взведения в системе с автоколебаниями пластины выключателей (одного или всех) от упора до упора. Причиной этого явления, как выяснилось, — падение давления в камерах пад выключателями, вызываемое обратной волной гидроудара, появляющегося в момент взведения пластины. Мероприятия по предотвращению отказов второго вида нередко противоречили мероприятиям по предотвращению отказов первого вида, а зона нормальной работы располагалась в сравнительно узком диапазоне настроечных шайб. Эффективным средством, позволившим значительно расширить указанный диапазон, явилось уменьшение гидроударов, возникающих в линиях защиты в момент взведения. Это уменьшение достигнуто созданием постоянных расходов через линии благодаря установке сливных шайб Ø 2,5—3,0 мм из линий защиты у каждого выключателя сервомоторов стопорных клапанов, отсекающего клапана, а также из импульсной линии защиты и ед защитным устройством.

После всех работ по обеспечению надежного взведения клапанов необходимо повторно проверить уровни давлений в линиях защиты и 1-го усиления после выбивания защитных устройств.

12.5. НАСТРОЙКА ДВИЖЕНИЯ СЕРВОМОТОРОВ РЕГУЛИРУЮЩИХ КЛАПАНОВ

Настройка производится в три этапа:

Этап 1. Настройка линий обратных связей главных сервомоторов.

Этап 2. Настройка относительных перемещений главных сервомоторов и регулятора скорости.

Этап 3. Настройка относительных перемещений сервомоторов главных и промперегрева.

Настройка линий обратных связей формирует зависимость между положением каждого сервомотора и давлением в линии обратной связи (равном давлению в линии 1-го усиления). При проектной настройке давления при открытии сервомотора на 315 мм («холдная нагрузка») составляет 1,2 МПа ($12,25 \text{ кгс/см}^2$), а при открытии на 30 мм («холостой ход») — 0,5 МПа ($5,1 \text{ кгс/см}^2$). Такой настройке соответствуют перестановочные силы, действующие на отсечные золотники, не менее 0,3 МПа ($3,05 \text{ кгс/см}^2$) на неравномерности и постоянные времени перемещения золотников 0,05 с. При отклонениях от проектной настройки уменьшаются чувствительность и быстродействие регулирования, возможно появление автоколебаний прежде всего вблизи положения холостого хода.

Для настройки каждой из линий обратной связи используются два дросселя: на подпитке линии и на сливе из нее. Влияние изменения положения дросселей на перемещение сервомотора показано на рис. 10.3. Обычно первоначально МУТ устанавливают давление в линии 1-го усиления 1,2 МПа ($12,55 \text{ кгс/см}^2$), дросселем слива устанавливают открытие сервомотора 315 мм, перемещают сервомотор МУТ в положение 30 мм и фиксируют при этом давление в линии обратной связи. При значении давления менее 0,5 МПа ($5,1 \text{ кгс/см}^2$) необходимо «обесценить» конус обратной связи увеличением расхода через линию путем одновременного открытия дросселей слива и подпитки; при значении давления более 0,5 МПа ($5,1 \text{ кгс/см}^2$) — увеличить «эффективность» конуса путем уменьшения расхода. При полном закрытии или открытии сливного дросселя возможно дальнейшее изменение слива изменением диаметра диафрагм на конусе обратной связи сервомотора и конусе самозаключения золотника.

Настройка относительных перемещений главных сервомотора и регулятора скорости (от 315 до 30 мм за 6,5 мм хода золотника или буквы регулятора скорости) производится изменением расхода через линию 1-го усиления. Для этого буквы устанавливают в положение открытия окон в аеи на 7–8 мм и дросселем подпитки линии 1-го усиления устанавливают открытие сервомоторов 30 мм. Затем, переключая буквы, открывают сервомоторы до 315 мм и фиксируют ход буквы. Если ход буквы менее 6,5 мм, увеличивают расход через линию 1-го усиления открытием дросселя подпитки и дополнительным открытием окон в регуляторе; если более 6,5 мм, уменьшают расход. Так как золотник проходит 6,5 мм при изменении частоты вращения на

150 об/мин, проектная настройка соответствует степени неравномерности 5 %.

Настройка движения сервомоторов промперегрева производится также изменением расходов через их линии обратной связи. Открывают главные сервомоторы на 10 мм и дросселями на линиях обратной связи устанавливают 45 мм открытия сервомоторов промперегрева. МУТ открывают сервомотоды промперегрева еще на 90–100 мм и фиксируют положение главных сервомоторов. Главные сервомоторы и сервомоторы промперегрева должны перемещаться параллельно, т. е. ход сервомоторов промперегрева 90–100 мм должен происходить за такой же ход главных. Если сервомотор промперегрева перемещается меньше главных, «обесценивают» конус обратной связи путем увеличения расхода через линию обратной связи одновременным открытием дросселя слива и подпитки, при большем перемещении — увеличивают «эффективность» конуса путем уменьшения расхода.

Настройка сервомоторов промперегрева определяет в основном квантистатическую характеристику (см. § 10.5). Большее спережение сервомоторов промперегрева увеличивает степень неравномерности (заброс частоты вращения при сбросе нагрузки), большая крутизна уменьшает минимальную местную неравномерность (запас устойчивости при выходе на холостой ход после сброса нагрузки). Меньшее спережение и меньшая крутизна могут привести к появлению дросселирования на клапанах промперегрева, особенно при малых нагрузках (а значит, к снижению эко мичности и увеличению длительности пусков).

После полного открытия сервомоторов отсечные золотники начинают перемещаться к верхним упорам. Для водной системы регулирования опасны установка золотников на механический упор и прекращение их вращения. Длительное пребывание золотников в неподвижном состоянии может привести к их заеданию и отказу при сбросе нагрузки. Поэтому после настройки движения регулирующих сервомоторов должны быть проверены величина всплыва и наличие вращения отсечных золотников при положении МУТ на «прибавить» до упора и дополнительном повышении давления в линии 1-го усиления открытием дросселя подпитки. Ограничение максимального повышения давления при крайнем положении МУТ производится сливной шайбой из линии 1-го усиления. Повышение давления после полного открытия главных сервомоторов должно составлять не более 0,15–0,2 МПа ($1,55$ – $2,04 \text{ кгс/см}^2$), вращение золотников должно сохраняться при дополнительном увеличении давления еще на 0,1–0,2 МПа ($2,04 \text{ кгс/см}^2$).

12.6. СТАТИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ

Статические испытания систем регулирования и защиты производятся после окончания настройки или перед выводом турбины в ремонт для решения вопроса о соответствии характеристик систем проектным или о необходимости и объеме ремонта регулирования и защиты.

При испытаниях на остановленной турбине замеряются уровни давлений во всех линиях управления и под поршнями сервомоторов при выбойти и взведенной защите; характеристики перемещений сервомоторов регулирующих клапанов на открытие и закрытие; изменение давлений в линиях 1-го усиления, основной и следящей, от хода буквы регулятора скорости

сти, тока на входе в электромеханический преобразователь, положения конуса регулятора давления.

По всем сервомоторам регулирующих и стопорных клапанов определяются давления в рабочих линиях при прямом и обратном ходе. По отдельным механизмам, кроме того, снимаются характеристики:

- характеристика перемещения золотника регулятора скорости и давления в следящей линии регулятора от хода штока ограничителя мощности и давления в линии, имитирующей давление импеллера;

- характеристика перемещения исполнительного золотника ЭГП от тока на входе электромеханического преобразователя, изменение давления под исполнительным и управляющим золотниками ЭГП от перемещения штока ЭМП (при заторможенных золотниках);
- характеристика перемещения клапанов ИМАБ от давлений в камерах взведения;

- характеристика перемещения регулирующих клапанов от перемещений главных сервомоторов;
- характеристика давления в рабочих линиях сервомоторов регулирую их клапанов от положения отсечных золотников;

- характеристика соотношения давлений над и под пластинами выключателей в момент их срабатывания;
- характеристика всплывания и наличие вращения отсечных золотников от давления в линии 1-го усиления;

- характеристика давлений в камерах промывки фильтров при их вращении и остановке.

По результатам снятых характеристик определяются передаточные соотношения, нечувствительность отдельных элементов и системы в целом, перестановочные силы, действующие на перемещение отдельных элементов, зазоры в следящих элементах, плотность отдельных полостей, запасы до появления отказов. Количественные критерии оценки результатов испытаний приведены в заводской инструкции, менее жесткие для системы при определении необходимости ее ревизии и ремонта и более жесткие для систем после проведения настройки.

Кроме снятия характеристик, на остановленной турбине производится проверка функционирования системы от электромагнитов защиты, клапанов ИМАБ при различных положениях поворотного золотника, электродвигателей МУГ, устройств расхаживания.

Часть статических испытаний не может быть произведена на остановленной турбине и выполняется перед пуском, на холостом ходу и под нагрузкой.

Перед пуском (или после останова) турбины проверяется плотность клапанов. Плотность проверяется отдельно для регулирующих клапанов высокого давления, стопорных клапанов высокого давления и клапанов промпрегрева. Закрытие проверяемых клапанов производится устройствами расхаживания. Плотность, определяемая каждой из трех проверок, считается удовлетворительной, если частота вращения ротора из-за протечек пара не превысит 10 с^{-1} (600 об/мин) при давлении свежего пара 8 МПа (8,15 кгс/см²) или давления пара перед клапанами промпрегрева 2 МПа (20,4 кгс/см²).

На холостом ходу производится снятие скоростной характеристики «частота вращения — среднее положение главных сервомоторов» при прямом и обратном ходе и проверка автоматов безопасности маслом (при номинальной частоте вращения). При разгоне

определяется и при необходимости корректируется всплывание золотника регулятора скорости.

При нагружении (или разгрузке) турбины снимается нагрузочная характеристика «среднее положение главных сервомоторов — мощность». По скоростной и нагрузочной характеристикам строится статическая и определяются: общая неравномерность регулирования, минимальная и максимальная местные неравномерности, степень нечувствительности, т. е. основные параметры, регламентируемые ПТЭ.

12.7. ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ

Динамические испытания регулирования и защиты разделяются на обязательные, предназначенные для проверки работоспособности регулирования, и на исследовательские, предназначенные для определения характеристик турбин при работе в различных эксплуатационных и аварийных режимах.

К обязательным испытаниям относятся: определение динамических характеристик на остановленной турбине при работе защиты и ЭГП;

- сбросы нагрузки без отключений генератора от сети;

- сбросы нагрузки с отключением генератора от сети.

Испытания по определению динамических характеристик проводятся электростанцией, ремонтной или монтирующей организацией после монтажа и капитальных ремонтов. Испытания по сбросам нагрузки производятся специализированной организацией, время их проведения определяется электростанцией и энергосистемой.

В качестве динамических характеристик на остановленной турбине определяются времена запаздывания t_3 и перемещения t_6 сервомоторов. За начало отсчета должно приниматься начало перемещения командного органа, вызывающего закрытие клапанов (штока электромагнита защитного устройства, штока ЭМП, штока ИМАБ). Проектные значения t_3 и t_6 указаны в табл. 10.3 и 10.5. Там же указаны возможные последствия для турбины отклонений от проектных значений этих времен для каждого сервомотора.

В связи с конструктивными особенностями клапанов и сервомоторов промпрегрева турбины проверка быстроедействия стопорных клапанов промпрегрева должна производиться при механически заклинивших в среднем положении отсечных золотниках промпрегрева. Заклинивание осуществляется установкой под золотники упоров в виде шайб $\varnothing 78 \text{ мм}$, в этом случае сервомоторы стопорных клапа-

нов промперегрева закрываются всеми пружинами блока сервомоторов, что соответствует поведению системы в случае реального отказа регулирующих клапанов промперегрева.

Определение динамических характеристик может производиться как осциллографированием, так и электросекундомерами. В последнем случае при недостатке секундомеров требуемые времена запаздываний и перемещений отдельных сервомоторов могут определяться отдельными однопитными испытаниями.

Определение качества работы АСР и АСЗ при сбросе нагрузки без отключения генератора от сети производится по работоспособности пара, прошедшего через проточную часть после подачи сигнала на закрытие клапанов. Работоспособность оценивается по кривой, показывающей изменение мощности генератора в зависимости от времени после подачи сигнала на закрытие клапанов. Работоспособность выражается в МВт·с и количественно равна площади под кривой от момента подачи сигнала до момента снижения мощности до нуля. Допустимая работоспособность, соответствующая забросу частоты вращения 5 с^{-1} (300 об/мин), составляет 370 МВт·с при сбросе нагрузки 500 МВт. При сбросах меньших нагрузок допустимая работоспособность пропорционально уменьшается.

Представляет интерес раздельное определение работоспособности пара после сброса для работы только АСР и только АСЗ. В первом случае закрытие клапанов производится подачей специального (без сбега) сигнала на ЭПП, во втором — срабатыванием одного из защитных устройств с предварительно (при подготовке к испытаниям) отключенной линией I-го усиления.

При сбросах нагрузки с отключением генератора от сети определяются только динамические характеристики АСР. Критерием непосредственно является заброс частоты вращения. Разумеется, при сбросах нагрузки, кроме суммирующего критерия (работоспособность пара или заброс частоты вращения), необходимо фиксировать перемещения сервомоторов, включая сервомоторы КОС, изменения давления в основной и следящей линиях I-го усиления, перемещения золотников. Это позволяет выяснить причины повышенных работоспособности пара и заброса частоты (если они превышают нормы) и выявить пути улучшения динамических характеристик.

Сбросы нагрузки с отключением от сети ненамного информативнее, чем сбросы без отключения. Дополнительная информация связана только с проверкой прохождений импульсов по частоте вращения ротора (т. е. работой импеллера и регулятора скорости) и его ускорению (т. е. дифференциатора). Эта же информация может быть получена статическими испытаниями импеллера при разгоне турбины для проверки автомата безопасности, регулятора скорости на остановленной турбине от линии имитации, дифференциатора от

генератора импульсов. В то же время испытания с отключением от сети более опасны и должны тщательно готовиться и поэтому проводятся сравнительно редко. Однако из-за наглядности результатов (прямое определение частоты вращения) и требований об обязательном проведении сбросов нагрузки с отключением генератора от сети, содержащихся в ПТЗ, сбросы без отключения от сети пока что проводятся только как подготовительные к сбросам с отключением, а не применяются как самостоятельный метод определения динамических характеристик АСЗ и АСР.

12.8. КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ НА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНЕ

Надежность работы АСР и АСЗ значительно повышается, если в процессе эксплуатации постоянно контролируются параметры и периодически проводятся контрольные операции. Полный перечень контролируемых параметров и их допускаемые отклонения указаны в инструкции по наладке регулирования. К ним относятся давления под поршнями сервомоторов, давления в линиях управления, в камерах над и под золотниками и т. п.

Контрольные операции включают в себя ежесуточное расхаживание на часть хода всех стопорных клапанов, регулирующих клапанов промперегрева и отсекающего клапана, еженедельное расхаживание сервомоторов клапанов высокого давления также на часть хода. Расхаживание стопорных клапанов и отсекающего производится клапанами расхаживания, уменьшающими давление под поршнями сервомоторов, расхаживание регулирующих клапанов промперегрева производится клапанами расхаживания, открывающими дополнительную подпитку в их линии обратной связи. Расхаживание клапанов высокого давления производится ограничителем мощности. Таким образом, одновременно с регулирующими клапанами промперегрева расхаживаются их отсечные золотники, а с клапанами высокого давления — отсечные золотники, промежуточные золотник и золотник регулятора скорости. Большая частота расхаживаний стопорных клапанов, отсекающего и регулирующих клапанов промперегрева связана с тем, что они в процессе эксплуатации находятся на упорах. В случае работы турбины с полностью открытыми сервомоторами высокого давления последние также должны расхаживаться ежесуточно, а не еженедельно.

Один раз в 2 нед рекомендуется производить поочередное полное закрытие всех стопорных и регулирующих клапанов. Такое расхаживание производится специальными устройствами и может производиться при

нагрузках не выше 65—70% номинальной. Полное расхаживание может производиться более редко или более часто в зависимости от состояния водно-химического режима на ГРЭС и чистоты пара. Расхаживание на полный ход отсекающего клапана целесообразно производить одновременно с расхаживанием КОС.

Один раз в мес должно производиться расхаживание маслом колец автомата безопасности без изменения режима работы турбины.

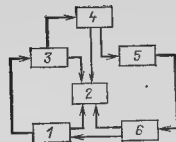
Эффективно состояние регулирования и защиты может быть проконтролировано по изменению давлений под поршнями сервомоторов в процессе полных и частичных расхаживаний, а также при закрытии клапанов в случае останова турбины и открытии их при пуске. В инструкции по настройке указаны предельные значения, которых могут достигнуть давления при срабатывании клапанов с упоров, при установке на упоры, после полного открытия и полного закрытия клапанов. Однако визуальный контроль или осциллографирование положений сервомоторов и соответствующих давлений очень трудоемкий, а иногда и невозможный (например, при неплановом останове турбины).

Представляет интерес использование для такого контроля существующих на большинстве ГРЭС информационно-вычислительных систем ИВС, в которые вводятся данные по каждому сервомотору о положении сервомотора (по конечным выключателям); о давлении под поршнем сервомотора; допустимый диапазон значений давлений для каждого положения сервомотора (на верхнем упоре, на нижнем упоре, между упорами).

Сравнивая замеренное давление с допустимым при данном положении сервомотора, информационно-вычислительная система при выходе измеряемого давления за допустимые значения формирует сигнал о неисправности регулирования. Например, задано, что при падении давления до $P_{уст1}$ сервомотор должен стронуться с верхнего упора. Если сервомотор (при полном или частичном расхаживании, при останове) стронулся с упора при более высоком давлении, неисправность ИВС не индицируется, при более низком — индицируется. Также неисправность индицируется при выходе давления из зоны между установками $P_{уст2}$ и $P_{уст3}$ при положении сервомотора между упорами, при сохранении давления под поршнем выше $P_{уст4}$ после закрытия сервомотора, при сохранении давления ниже $P_{уст5}$ после открытия и т. п. Все такие отклонения могут являться следствиями нечувствительности сервомотора, поломки пружин, повышенных протечек и т. д. Таким образом, расшифровка индикации позволяет определить дефектный узел.

12.9. ДИНАМИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ ЭВМ

Динамические испытания на работающей турбине требуют тщательной подготовки все-



с. 12.1. Схема сопряжения реальной АСР с электронной моделью:

1 — АСР; 2 — осциллограф; 3 — датчики перемещения; 4 — электронная модель турбины; 5 — усилитель мощности; 6 — электрогидропреобразователь

го оборудования блока, представляющего специальные режимы, связанных с недоотпуском электроэнергии, дополнительными затратами топлива. Поэтому целесообразно такие испытания при возможности заменять испытаниями на стоящей турбине с моделированием процессов, происходящих в клапанах и проточной части турбины на ЭВМ. Динамические испытания регулирования годового образца турбины К-500-240-2 с ЭВМ производились на стенде завода и непосредственно на ГРЭС. Комплекс работ по испытаниям на ГРЭС выполнен Уралтехэнерго с участием завода и ХПИ.

Схема сопряжения реальной системы регулирования с аналоговой вычислительной машиной МН-7 представлена на рис. 12.1. Управляющий импульс, сформированный моделью, вводится в штатный усилитель блока релейной форсировки и далее в электрогидропреобразователь. АСР обрабатывает полученное воздействие, перемещая в соответствии со своими характеристиками сервомоторы клапанов высокого давления и промпарегрева. Датчики положения, установленные на этих сервомоторах, вводит в модель сигналы, пропорциональные положению последних. По этим сигналам с учетом заданных начальных условий модель формирует управляющий импульс на ЭГП реальной АСР. Таким образом, модель вместе с АСР представляет собой замкнутую систему, подобную замкнутой системе «турбина — АСР».

В реальной турбине преобразование перемещений сервомоторов в изменение парового момента, действующего на ротор турбины, и в изменение частоты вращения при сбросе нагрузки представляет сложный процесс, на протекание которого оказывает влияние большое число конструктивных и эксплуатационных параметров. Учет одних из них и пренебрежение другими в значительной степени определяется задачей исследования.

Испытания АСР турбины К-500-240-2 с ЭВМ на стенде завода и на ГРЭС производились в следующих режимах работы:

- изменение частоты вращения после сброса нагрузки;
- устойчивость работы после сброса нагрузки;
- изменение парового момента при импульсных разгрузках и других видах возмущений.

В общем случае для всех режимов турбины К-500-240-2 может быть представлена в

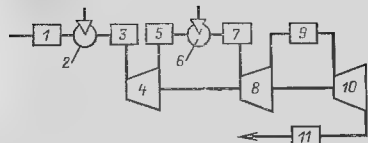


Рис. 12.2. Схема турбины К-500-240-2:

1, 3, 5, 7, 9, 11 — паровые камеры; 2 — клапаны высокого давления ЦВД; 4 — клапаны промпрегрева; 6 — ЦВД; 8, 10 — ЦВД

виде сочетания нескольких паровых камер с регулируемыми и нерегулируемыми входами (рис. 12.2). Пар из камеры бесконечно большого объема 1 проходит через клапаны высокого давления 2 и поступает в камеру 3 перед ЦВД 4. Из ЦВД пар поступает еще в одну камеру бесконечно большого объема 5, а отсюда — к клапанам промпрегрева 6.

Представление о промежуточном перегревателе 5 как камере бесконечно большого объема, упрощая моделирование, ограничивает длительность рассматриваемых переходных процессов. После клапанов промпрегрева 6 пар поступает в камеру 7 перед ЦСД. Пар, содержащийся между регулирующей ступенью ЦСД и конденсатором (камера 11), условно сосредоточен в одной камере 9.

При таком рассмотрении относительный паровой момент, действующий на ротор турбины,

$$v = \lambda_1 p_1 + \lambda_2 p_2 + \lambda_3 p_3 - \lambda_4 x. \quad (12.1)$$

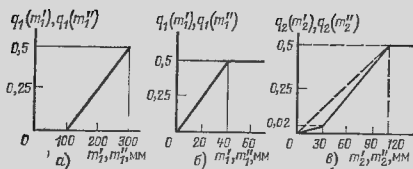


Рис. 12.3. Расходные характеристики клапанов турбины:

а — регулирующих клапанов высокого давления; б — створных клапанов высокого давления; в — клапанов промпрегрева

Здесь p_1, p_2, p_3 — относительные значения давлений в камерах 3, 7, 9; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ — относительные значения мощности, вырабатываемые отсеками турбины 4, 8, 10, и мощности холостого хода

Значения давлений в камерах определяются уравнениями

$$T_{p_1} \frac{dp_1}{dt} = q_1(m_1') + q_1(m_1'') - p_1; \quad (12.2)$$

$$T_{p_2} \frac{dp_2}{dt} = q_2(m_2') + q_2(m_2'') - p_2; \quad (12.3)$$

$$T_{p_3} \frac{dp_3}{dt} = p_2 - p_3. \quad (12.4)$$

В этих уравнениях:

m_1', m_1'', m_2', m_2'' — величина открытия двух сервомоторов клапанов высокого давления (регулирующих при испытаниях АСР или створных при испытаниях АСЗ) и двух клапанов промпрегрева;

$q_1(m_1'), q_1(m_1''), q_2(m_2'), q_2(m_2'')$ — расход пара в долях от номинального через турбину, проходящий через клапаны, перемещаемые одним сервомотором (12.3);

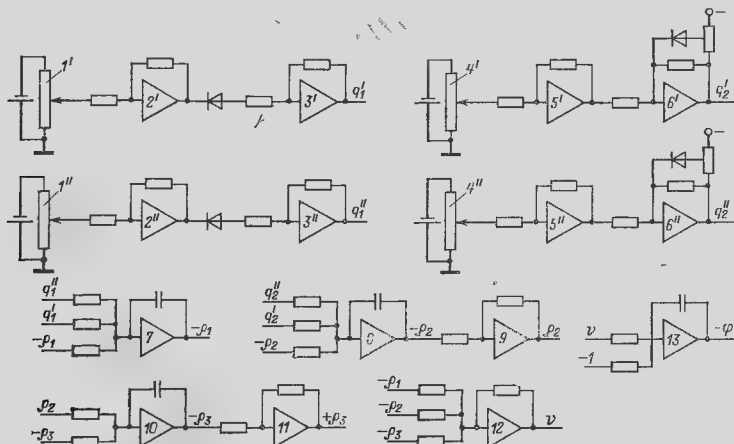


Рис. 12.4. Блок-схема моделирования турбины К-500-240-2 на аналоговой вычислительной машине типа МН 7:

1, 1', 4', 4'' — датчики перемещения сервомоторов главных и промпрегрева; 2', 2'', 3', 3'' — расходные характеристики регулирующих клапанов высокого давления; 5', 5'', 6', 6'' — расходные характеристики клапанов промпрегрева; 7 — паровой объем перед ЦВД; 8, 9 — паровой объем перед ЦСД; 10, 11 — промежуточные паровые объемы в ЦСД и ЦВД; 12 — паровой момент; 13 — ротор

Таблица 12.1. Коэффициенты уравнений (12.1) — (12.5)

Наименование	λ_1	λ_2	λ_3	$\lambda_{X,X}$	T_{p1}	T_{p2}	T_{p3}	T_a
Величина	0,35	0,2	0,5	0,05	0,9 с	0,25 с	0,1 с	6,7 с

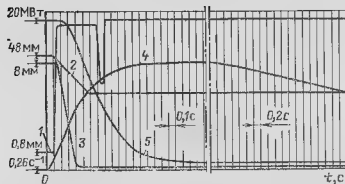


Рис. 12.5. Переходный процесс при сбросе нагрузки: 1 — перемещение исполнительного золотника ЭГП; 2 — перемещение главного сервомотора; 3 — перемещение сервомотора клапана промпрегрева; 4 — частота вращения; 5 — паровой момент

T_{p1} , T_{p2} , T_{p3} — постоянные времени паровых объемов в камерах 3, 7, 9 (см. рис. 12.2).

При отключении генератора от сети частота вращения φ изменяется в зависимости от парового момента на валу ψ согласно уравнению

$$T_a \frac{d\varphi}{dt} = \psi. \quad (12.5)$$

Здесь T_a — постоянная времени роторов турбины и генератора.

Значения коэффициентов уравнений (12.1) — (12.5) указаны в табл. 12.1.

Блок-схема набора уравнений на модели МН-7 изображена на рис. 12.4. При исследо-

вании отдельных указанных выше режимов схема набора может усложняться или упрощаться. Например, в случаях определения увеличения частоты вращения расходная характеристика клапанов промпрегрева может быть принята в виде пунктирной кривой на рис. 12.3.

Осциллограмма одного из переходных процессов при испытаниях натурной АСР с ЭВМ показана на рис. 12.5.

Обращают внимание сравнительно медленное снижение парового момента (кривая 5) и сравнительно большой заброс частоты вращения (кривая 4). Испытания с моделями различных вариантов турбин показали, что существенное увеличение скорости разгрузки и уменьшение заброса может быть получено в основном путем уменьшения постоянных T_{p1} и T_{p2} , т. е. сокращением объема перепускных труб между клапанами и цилиндрами, что является одной из задач намечаемых модернизаций турбины.

Глава тринадцатая

СИСТЕМА КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ТУРБИНЫ К-500-240-2

13.1. ВВЕДЕНИЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ФОРСИРУЮЩИХ ИМПУЛЬСОВ В СИСТЕМУ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИНЫ. БЛОК РЕЛЕЙНОЙ ФОРСИРОВКИ

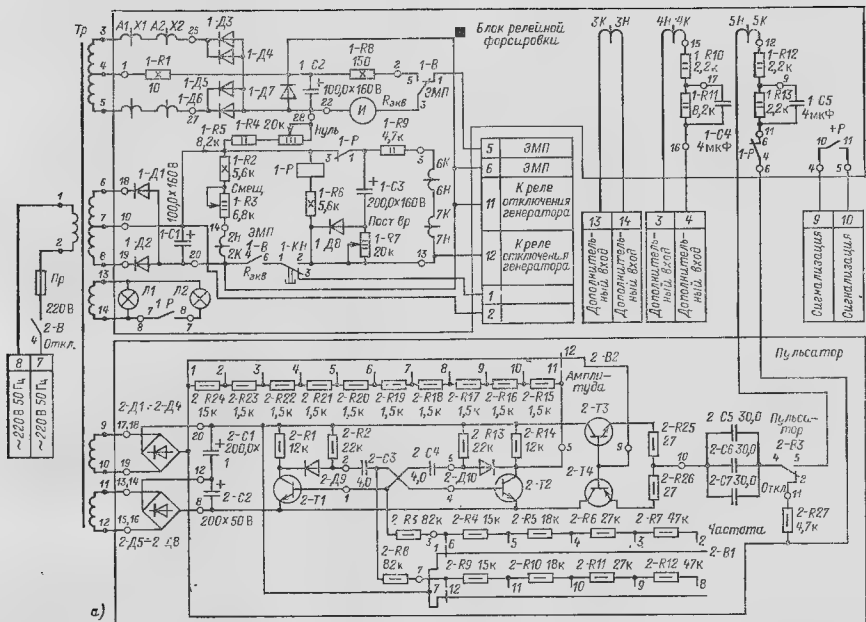
Высокие начальные параметры пара, значительные паровые объемы частей высокого и среднего давления, а также тракта промпрегрева существенно влияют на свойства турбоагрегата как объекта управления. Содержащийся в этих объемах пар обладает значительной энергией, в то время как постоянная ротора уменьшается с ростом мощности турбины. При сбросе электрической нагрузки происходит значительный заброс частоты вращения ротора, поскольку регулятор частоты вращения турбины воздействует на регулирующие клапаны только при отклонении частоты вращения ротора. Если не принять специальных мер для формирования управляющего импульса, форсирующего закрытие регулирующих клапанов, заброс частоты вращения ротора при сбросах нагрузки может превысить предельное значение. Поэтому си-

стема регулирования комплектуется устройством для формирования импульса форсированного закрытия регулирующих клапанов — блоком релейной форсировки (БРФ), который является неотъемлемой частью системы регулирования. Эксплуатация турбины с отключенным БРФ недопустима.

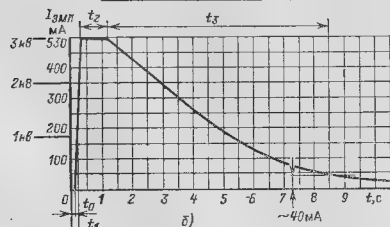
На рис. 12.5 приведен переходный процесс отработки сигнала БРФ электрогидравлическим преобразователем (кривая 1), при этом изменение частоты вращения ротора происходит согласно кривой 4.

Блок релейной форсировки (БРФ) формирует электрический сигнал на закрытие регулирующих клапанов в следующих случаях: при отключении выключателя генератора; при срабатывании собственной защиты генератора; при срабатывании защиты шин; при срабатывании устройств резервного отключения выключателя «УРОВ».

В состав устройства входят: формирователь импульса БРФ и пульсатор. Принципи-

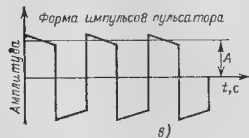


а)



б)

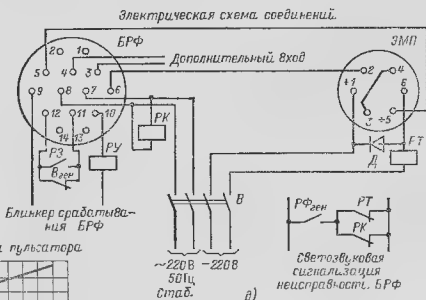
Характеристика пульсатора



в)



г)



Электрическая схема соединений.

в)

Рис. 13.1. Блок релейной форсировки (БРФ):

а — принципиальная схема БРФ; б — управляющий импульс, формируемый БРФ; в — форма импульсов пульсатора; г — характеристика пульсатора; д — схема электрической соединений ЭМП с БРФ

альная схема БРФ приведена на рис. 13.1,а, схема модернизирована по сравнению со схемами БРФ, идущими на комплектацию турбин К-300-240.

В состав БРФ включен пульсатор, выходной сигнал которого подается на одну из обмоток управления БРФ. Усиленный сигнал пульсатора подается на ЭГП, что обеспечивает пульсацию золотников гидросистемы, которая необходима для устранения застойной нечувствительности золотников. В момент срабатывания БРФ пульсатор отключается контактом 1-Р реле БРФ и автоматически подключается после прекращения действия сигнала на срабатывание БРФ.

Формирователь импульса БРФ состоит из управляющих обмоток 7Н-7К, 6Н-6К магнитного усилителя реле 1-Р и цепи из резисторов 1-Р9 и 1-Р7, конденсатора 1-С3, которая увеличивает время спада импульса до 8 с.

Однотактный двухполупериодный усилитель с самонамагничен собран на серийном магнитном усилителе ТУМ-А4-11. На выходе магнитного усилителя предусмотрен сглаживающий фильтр RC для уменьшения пульсаций (1-Р1 и 1-С2) и цепочка, уменьшающая начальный ток магнитного усилителя, состоящая из резисторов 1-Р4, 1-Р5 и диода 1-Д7. Следует отметить, что магнитные усилители, уступаая другим типам усилителей в быстродействии, имеют ряд важных преимуществ: высокую надежность и наличие нескольких электрических несвязанных равноценных выходов.

Работает БРФ следующим образом: при поступлении сигнала на вход БРФ (достаточно замкнуть выходы 11 и 12, см. рис. 13.1,а), что происходит при замыкании контакта реле отключения генератора от энергосистемы, обмотки управления 7Н-7К и 6Н-6К подключаются к трансформатору ТР.

На выходе БРФ формируется импульс тока 530 550 мА. Контроль тока осуществляется миллиамперметром И, последовательно включенным с динамической катушкой электрогидромеханического преобразователя (ЭМП) через контакты разъема б и б. Одновременно заряжается конденсатор 1-С3. После зарядки конденсатора 1-С3 срабатывает реле 1-Р и своими нормально замкнутыми контактами 1-3 отключает обмотки управления от источника питания, при этом конденсатор 1-С3 начнет разряжаться через цепочку 1-Р9, 6К-6Н, 7К-7Н и 1-Р7, благодаря чему выходной ток усилителя будет уменьшаться по экспоненте (рис. 13.1,б). Возврат схемы в исходное состояние происходит после размыкания выводов 11 и 12, т. е. снятия сигнала защиты и включения генератора в сеть.

С помощью тумблера 1-В можно производить проверку работы БРФ с отключенной динамической катушкой ЭМП при работающей под нагрузкой турбине. Для этого достаточно 1-В переключить в положение «вниз» и нажать кнопку 1-КН. При этом вместо динамической катушки подключается эквивалентное сопротивление (резистор 1-Р6) и замыкается цепь управления, при этом схема работает в такой же последовательности, как это было описано выше. Параметры элементов схемы выбраны исходя из требуемой величины и длительности импульса. Ток смещения в обмотке 2Н—2К устанавливается с помощью резистора с переменным сопротивлением 1-Р3. Для возможности ввода в систему регулирования быстродействующих сигналов от устройств противоаварийной автоматики в БРФ предусмотрен свободный вход 3—4. Для уменьшения постоянной времени в цепи обмотки управления магнитного усилителя включены резисторы 1-Р10, 1-Р11 и конденсатор 1-С4. Свободный вход 13—14 предназначен для ввода сигнала от дифференциатора.

Пульсатор представляет собой генератор прямоугольных импульсов, выполненный по схеме мультивибратора на транзисторах 2-Т1 и 2-Т2, с последующим усилением сигнала двухтактным каскадом на

транзисторах 2-Т3 и 2-Т4. Требуемые значения частоты и амплитуды выходного сигнала пульсатора устанавливаются с помощью переключателей 2-В1 «Частота» и 2-В2 «Амплитуда». При этом частота выходного напряжения может быть задана: 3, 4, 5, 6, 7 $\pm 10\%$ Гц, амплитуда 0—12 В. Выходной сигнал пульсатора через разделительный конденсатор 2-С5 2-С7 подается на обмотку управления 5Н-5К магнитного усилителя БРФ, последовательно с которой включены добавочные резисторы 1-Р12 и 1-Р13. Наличие разделительных конденсаторов позволяет исключить ложное срабатывание БРФ при нарушениях в схеме пульсатора, при которых на выходе его может появиться постоянное напряжение. Для получения на выходе пульсатора знакопеременного сигнала (рис. 13.1,б) питание мультивибратора осуществляется от источника +12 и -12 В относительно общей точки.

Схемой предусматривается контроль работоспособности пульсатора на эквивалентную нагрузку (резистор 2-Р27) без воздействия на БРФ. Посредством тумблера 2-В3 осуществляется переключение выхода пульсатора с обмотки магнитного усилителя на эквивалентную нагрузку.

Форма электрического сигнала, формируемого БРФ, приведена на рис. 13.1,б. Передний фронт импульса крутой, быстро нарастающий, а задний, наоборот, медленно падающий, представляет собой экспоненту. Сформированный электрический сигнал с помощью ЭМП преобразуется в механическое перемещение якоря, жестко соединенного со штоком золотника гидросистемы (ГУ)¹, воспринимающего это перемещение и, в свою очередь, преобразующего его в пропорциональный расход (давление) рабочей жидкости линии первого усиления. Изменение давления в линии первого усиления воздействует на сервомоторы через отсечные золотники, вызывая перемещение регулирующих клапанов, при этом увеличивается быстродействие и приемистость системы регулирования.

ЭМП с ГУ образуют электрогидравлический преобразователь ЭГП, который является связующим звеном между электрической и гидравлической частями электрогидравлических систем регулирования.

При поступлении на БРФ сигнала о сбросе нагрузки последний формирует импульс на закрытие регулирующих клапанов. Сформированный импульс усиливается магнитным усилителем до амплитуды, соответствующей трем неравномерностям, и реализуется через ЭГП.

Под одной неравномерностью понимается сигнал, подаваемый на динамическую катушку ЭМП и вызывающий перемещение регулирующих клапанов из положения, соответствующего номинальной нагрузке, в положение, при котором турбина полностью сбросила грузку и переходит на холостой ход.

Сигнал в три неравномерности позволяет существенно увеличить быстродействие и приемистость системы регулирования благодаря быстрому открытию дополнительных площа-

¹ Описание работы ГУ приведено в § 11.9.

дей для слива рабочей жидкости из линии первого усиления и как следствие форсированному закрытию клапанов.

Схема электрическая соединений БРФ и ЭМП приведена на рис. 13.1.б.

Постоянное напряжение 220 В через выключатель В подается на обмотку подмагничивания ЭМП (контакты 1 и 6 разьема ЭМП). Контроль наличия тока в цепи обмотки подмагничивания осуществляется посредством реле тока РТ. Нормально замкнутый контакт этого реле включен в цепь светозвуковой сигнализации неисправности БРФ. Параллельно включен контакт реле контроля питания (РК). В цепь сигнализации включен контакт ключа отключения генератора (РФген) для разрыва цепи сигнализации при плановых отключениях генератора. Для фиксации срабатывания БРФ к выводам 9—10 подключено указательное реле РУ.

При обрыве цепи питания катушки подмагничивания ЭМП в динамической катушке наводится ток индукции, достигающий 25—30 мА, что на работающей турбине может вызвать сброс мощности до 50—60 МВт. Для защиты от этого явления обмотка подмагничивания зашунтирована диодом Д. БРФ питается от сети переменного тока 220 В, 50 Гц через стабилизатор С-0,16. Потребляемая мощность на холостом ходу не более 30 и 120 В·А при срабатывании БРФ. Выходной ток 530 мА. Ток на одну неравномерность не более 175 мА. Номинальное сопротивление нагрузки 100 Ом. Длительность переднего фронта импульса t_1 на одну неравномерность не более 15 мс. Длительность импульса $t_2 = 1 \pm 10\%$ с. Длительность заднего фронта импульса $t_3 = 8 \pm 20\%$, чистое запаздывание t_0 не более 15 мс.

Конструктивно БРФ выполнен в виде встроеного прибора в корпусе с размерами 150×200×515 мм. Размещается БРФ в вырезе лицевой панели БЦУ.

Малогабаритные элементы схемы установлены на отключающейся печатной плате, которая крепится к шасси. На шасси устанавливаются магнитный усилитель, трансформатор и конденсаторы. Шасси вставляется в корпус. На лицевой панели блока расположены: контрольный прибор, две сигнальные лампы (красная и зеленая) — срабатывания БРФ (красная), тумблер включения питания В, тумблер проверки блока I-B, кнопка опробования блока I-KH и предохранитель. Лицевая панель закрыта крышкой со стеклом. Внешние соединения прибора осуществляются через разъем, расположенный на задней стенке корпуса.

Пульсатор размещен в корпусе блока релейной форсировки. Малогабаритные элементы схемы пульсатора расположены на печатной плате, которая устанавливается над магнитным усилителем БРФ. Отдельно, на специальной плате, крепятся конденсаторы. Переключатели размещены внутри блока, а тумблер переключения выхода пульсатора с БРФ на эквивалентную нагрузку установлен на лицевой панели БРФ.

Электромеханический преобразователь, приведенный на рис. 13.2, предназначен для преобразования электрического сигнала в пропорциональное перемещение штока ЭМП, к которому, помимо электромагнитной силы $F_{\text{пр}}$, приложена противодействующая сила $F_{\text{пр}}$, создаваемая механическими элементами — пружинами. Характеристики действующих и противодействующих сил подобраны таким образом, что ЭМП работает в пропорциональном режиме. Подвижная система ЭМП представляет собой колебательную систему, кото-

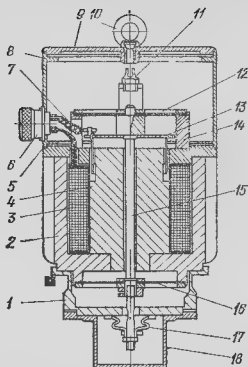


Рис. 13.2. Электромеханический преобразователь (ЭМП): 1 — крышка нижняя; 2 — корпус; 3 — обмотка подмагничивания; 4 — сердечник; 5 — выводы обмотки подмагничивания; 6 — штексельный разъем; 7 — выводы динамической катушки; 8 — кожух; 9 — крышка; 10 — пш болт; 11 — пружинный установщик индикатора часового типа; 12 и 16 — плоские центрующие пружины; 13 — динамическая катушка; 14 — обойма; 15 — шток; 17 — уплотняющий сальфон; 18 — предохранительный стакан (на период транспортировки)

рая характеризуется собственной частотой f_0 и коэффициентом демпфирования ξ .

По принципу действия преобразователь — электродинамический, т. е. силы, действующие на подвижный элемент, возникают в результате взаимодействия магнитного поля в зазоре с током подвижной динамической катушки. По типу подвижного элемента — с перемещающейся динамической катушкой. По виду перемещения подвижной системы с поступательным движением.

Таким образом, работа рассматриваемого ЭМП основана на взаимодействии тока, протекающего по обмотке динамической катушки 13, с постоянным магнитным полем. Постоянное магнитное поле создается в кольцевом воздушном зазоре с помощью магнитной системы, состоящей из магнитопровода 2, одновременно являющегося корпусом ЭМП, сердечника 4 и обмотки подмагничивания 3. Выводы обмотки подмагничивания 5 выполнены через штексельный разъем 6, размещенный на обойме 8. Управляющий сигнал через контакты штексельного разьема 6 и гибкие соединительные выводы 7 поступает на динамическую катушку. В результате взаимодействия тока, протекающего через динамическую катушку, с постоянным магнитным полем в кольцевом зазоре происходит ее перемещение (втягивание либо выталкивание). Направление движения динамической катушки зависит от полярности управляющего сигнала, а величина перемещения ее при неизменных параметрах напряженности магнитного поля в кольцевом зазоре пропорциональна току, протекающему по обмотке динамической катушки.

Для обеспечения надежной работы ЭМП динамическая катушка должна перемещаться в кольцевом воздушном зазоре без задеваний о магнитную систему при минимальных размерах кольцевого зазора. Минимальный зазор обеспечивает наибольшую напряженность магнитного поля в кольцевом зазоре, а следовательно, и оптимальные силовые характеристики ЭМП.

Центровка динамической катушки, закрепленной на штоке 15, осуществляется с помощью центриру-

щих пружин 12 и 16, устанавливаемых в обойме 14 и корпусе 2. Пружины выполнены из листовой фосфористой бронзы, а пружинящие свойства на большие перемещения обеспечиваются благодаря профрезерованным пазам, выполненным по спирали Архимеда. Шток, динамическая катушка и центрирующие пружины представляют собой колебательную систему. Все детали колебательной системы выполнены из немагнитного материала.

Для предохранения колебательной системы от механических повреждений, а также от попадания инородных тел и влаги магнитная система закрыта с одной стороны обоймой 8 и крышкой 9, а с другой — выполнена герметизация штока с помощью резинового сальника 17. При транспортировке ЭМП выход штока закрывают предохранительным стаканом 18.

Техническая характеристика ЭМП:

Нечувствительность ЭМП в районе нуля (среднего положения штока), %	3
Допустимое перемещение штока вверх из среднего положения, мм	10
Допустимое перемещение штока вниз из среднего положения, мм	5
Развиваемое усилие на штоке при токе динамической катушки 530 мА, Н (кгс)	73,5 (7,5)
Собственная частота подвижной системы, Гц	16
Номинальное сопротивление динамической катушки, Ом	100
Напряжение питания обмотки подмагничивания (постоянный ток), В	220
Сопротивление обмотки подмагничивания (при 22°С), Ом	1480
Масса подвижной части (динамическая катушка и шток), кг	0,38
Масса, кг	39

13.2. КОНТРОЛЬ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБИНЫ

Экономически целесообразное повышение начальных параметров пара (23,5 МПа, 240 кгс/см² и 540°С) определяет высокие напряжения в деталях и отдельных элементах конструкции турбины. Для обеспечения максимальной экономичности осевые и особенно радиальные зазоры между вращающимися и неподвижными элементами проточной части в ряде случаев составляют доли миллиметра. Возникает проблема контроля расчетных величин зазоров, которые должны сохраняться либо изменяться в допустимых пределах в зависимости от режимов работы турбины.

Важное значение приобретает контроль за тепловым состоянием турбины при нестационарных режимах работы в период пуска, нагружения и останова. Надежность работы турбины в нестационарных режимах определяется двумя основными факторами: уровнем температурных напряжений в элементах турбины и величинами относительных расширений роторов. Для удовлетворения требований защиты и контроля за работой управляемого дистанционно турбоагрегата К-500-240 разработана система контрольно-измерительных приборов, позволяющая осуществлять контроль и регистрацию основных параметров и механических величин.

В задачи, решаемые с помощью средств контрольно-измерительной аппаратуры, входит обеспечение обслуживающего персонала необходимой информацией тепломеханическо-

го состояния турбины, позволяющей вести контроль при управлении турбоагрегатом, предупреждение аварийных ситуаций, сокращение времени пуска турбины.

13.3. УСТАНОВКА КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ НА ТУРБИНЕ

Рассмотрим принципиальную схему, согласно которой производится установка контрольно-измерительных приборов, и кратко охарактеризуем основные измерения, позволяющие обеспечить эксплуатацию в заданных режимах, экономичность, а главное, надежность и безопасность работы турбины. Все измерения можно условно разбить на три группы: эксплуатационные, технологические и механические.

Эксплуатационные измерения, к которым относятся замеры давления и температуры как свежего, так и вторично перегретого пара, вакуума в конденсаторе, расхода тепловой и отпускаемой энергии. Все эти измерения используются не только как самостоятельные контрольные величины, но и как исходные данные, необходимые для вычисления расходов, коэффициентов полезного действия и т. д.

Технологические измерения, к которым относятся замеры давления и температуры, косвенно характеризуют состояние отдельных узлов турбины либо целых систем, таких как система маслоснабжения, система регулирования. По величине давления в масляной системе и температуре масла на сливе с подшипников можно судить об их работоспособности, по перепадам давления на маслоохладителях — о необходимости их профилактики, а на фильтрах — о степени их загрязненности и т. д. Состояние системы регулирования оценивают по давлению рабочей жидкости в силовых и импульсных линиях. Аналогично осуществляется контроль за работой регенеративной системы, определяется эффективность работы подогревателей, конденсатора турбины и т. д.

Измерения механических величин, проводимые на турбине, составляют значительный процент от общего количества измерений механических величин на блоке. Управление турбиной, представляющей собой сложный тепловой двигатель, который работает на сверхкритических параметрах с минимальными радиальными и осевыми зазорами между вращающимися и неподвижными частями, осуществляется при контроле механических величин.

Частота вращения ротора. Контроль частоты вращения ротора необходим в период прогрева либо охлаждения ротора на валоповороте, при выполнении пусковых и остановочных операций, контроле прохождения критических частот вращения, настройке

высоких температур, вызывающих искривление роторов, а следовательно, смещение центров тяжести; воздействие через рабочие лопатки переменного поля скоростей рабочего тела; возмущению со стороны генератора и т. п. — все это требует постоянного контроля величин вибрации, а в случае превышения допустимых норм — принятия срочных мер вплоть до останова турбины.

Прослушивание уплотнений позволяет осуществлять контроль за состоянием элементов цевковых уплотнений и своевременно принять меры в случае выявления повреждений гребешков уплотнений или заеданий, сопровождающихся характерными шумами в диапазоне звуковых частот.

Всеми указанными устройствами комплектуется турбина К-500-240-2, при этом первичные преобразователи (датчики) устанавливаются на турбине и оборудовании, вторичные показывающие и регистрирующие приборы размещаются на БЦУ, по месту либо на БЩУ и по месту.

Схема контроля турбины К-500-240-2 приведена на рис. 13.3. Размещение датчиков на турбине осуществляется согласно чертежу установки КИП, на котором указаны места установки, требования к механической обработке поверхностей металла в местах контакта с датчиком, приведены разрезы и сечения, поясняющие способы крепления и фиксации датчиков.

Тепломеханический контроль турбины осуществляется приборами Государственной системы приборов (ГСП), а также нестандартной аппаратурой, поставляемой заводом совместно с турбиной.

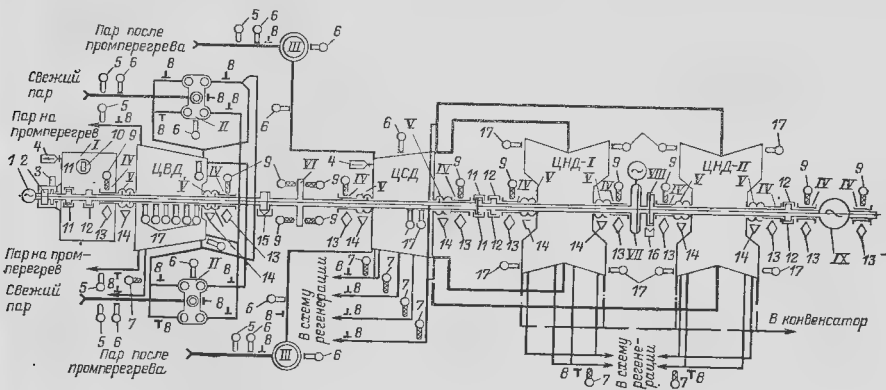
Эксцентриситет (искривление) вала ротора. Контроль эксцентриситета роторов необходим для оценки величин искривления роторов, которые могут появляться вследствие неравномерного прогресса при пуске либо охлаждения при остановках турбины. Искривления роторов, даже кратковременные, могут привести к повреждению уплотнений и являться причиной повышенной вибрации турбины.

Относительное расширение ротора. Контроль за величиной относительного расширения ротора позволяет косвенно определить осевые зазоры между вращающимися и неподвижными частями турбины во всех режимах работы и своевременно принять меры для предотвращения заеданий.

Осевой сдвиг ротора. Контроль за величиной осевого сдвига ротора позволяет определить смещение ротора относительно упорного подшипника. Величина осевого сдвига ротора зависит от режимов работы турбины и характерует осевую нагрузку. Кроме того, осевой сдвиг позволяет косвенно судить о степени заноса примесями водного теплоносителя прочной части турбины, что позволяет рассматривать осевой сдвиг и как технологическое измерение. Предусмотрена защита от недопустимого осевого сдвига ротора.

Абсолютное расширение корпуса турбины характеризует тепловое расширение конструкции турбины в осевом и радиальном направлениях. Наиболее важным из них является расширение в осевом направлении, поскольку оно достигает больших величин. При этом свободное расширение осуществляется относительно неподвижной точки, называемой фикс-пунктом.

Вибрация. Контроль за изменением величин составляющих вибрации подшипников турбины необходим для обеспечения безопасности эксплуатации турбины. Массивные роторы турбины представляют собой колебательную систему, подверженную воздействию



1 – передняя опора; II – блок пораспределения; III – блок клапанов промгвергера; IV – опорный подшипник; V – уплотнение; VI – упорный подшипник; VII – валоворотное устройство; VIII – шестерня датчика оборотов ДОО-1, IX генераторы 1 – измерение частоты вращения ротора (тахометр); 2 – датчик скорости; 3 – сигнализатор вращения; 4 – измерение абсолютного расширения корпуса; 5 – измерение температуры пара (термопара ХА), 6 – измерение температуры металла (термопара ХА), 7 – измерение температуры металла (термопара ХА); 8 – измерение давления; 9 – измерение температуры баббита подшипников; 10 – электромагнитный датчик преобразования (ЭМП); 11 – датчик абсолютного расширения ротора; 12 – измерение относительного расширения ротора; 13 – измерение набравки подшипников; 14 – контроль люфта в уплотнении; 15 – измерение осового сдвига ротора; 16 – измерение частоты вращения ротора (датчик оборотов ДОО 1), 17 – измерение температуры металла (термопара ХА), 18 – измерение температуры хромель-алюмелем поверхности (ТХАМ), 19 – измерение температуры корпуса ЧВД, ЧСД, ЧНД гермолара

легкого контакта рабочей поверхности термопары с металлом корпуса, высокой надежности ее работы в тяжелых условиях длительной эксплуатации. Термопары подвержены воздействию вибрации, омываются потоком пара в межкорпусном пространстве, испытывают дополнительные нагрузки при различных деформациях наружного и внутреннего корпусов. Габаритные размеры указанных термопар порядка 1200 мм по высоте и 640 мм по ширине для ЦВД, а для ЦСД 1000 мм по высоте и 700 мм по ширине. Наличие петель на термопаре позволяет компенсировать все температурные расширения, взаимные смещения наружного и внутреннего корпусов, а также облегчить монтаж турбины. С целью предотвращения проворота термопары, который может привести к нарушению контакта рабочей поверхности термопары с поверхностью корпуса, термопара в пространстве фиксируется с помощью держателей (рис. 13.4).

На рис. 13.5 приведены эскизы установки термопар для замера температуры шпильки № 5 ЦВД и № 3 ЦСД. Термопара ТХА-0515 устанавливается в специальном сверлении. Шпильки с термопарами устанавливаются симметрично с левой и правой сторон ЦВД и ЦСД.

Контроль температуры баббита подшипников осуществляется при помощи платиновых термометров сопротивления типа ТСР-309. Эскиз установки термометров сопротивления в колодках упорного подшипника приведен на рис. 13.5,в. Контроль температуры осуществляется в восьми колодках со стороны регулятора и в восьми колодках со стороны генератора. В опорных подшипниках (их восемь)

установлено по два термометра сопротивления. Эскиз установки термометров сопротивления ТСР-309 в опорном подшипнике приведен на рис. 13.5,б.

На рис. 13.4,б приведен эскиз установки поверхностных термопар для контроля температуры стенок перепускных труб, наружных корпусов ЦВД и ЦСД, а также выхлопных патрубков ЦНД. Термопары устанавливаются по трем сечениям ЦВД, двум сечениям ЦСД и по две термопары на каждом выхлопе ЦНД. Под термопары делаются сверления, и после установки термопары они зачеканиваются.

На турбине К-500-240 для измерения давления использованы технические образцовые манометры ОБМ1-100, мановакуумметры ОБМВ1-100, контактные манометры. Для дистанционной передачи значений величин давлений применены датчики манометрические с электродистанционной передачей типа МЭД соответствующих модификаций.

13.5. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ЭКСЦЕНТРИСИТЕТА

УСТРОЙСТВО

Устройство контроля эксцентриситета предназначено для контроля прогиба вала ротора турбины путем измерения биений при пуске и останове. На турбине К-500-240-2 установлены два одинаковых комплекта измерителя эксцентриситета ротора, измеряющих биения роторов ЦВД и ЦСД. В комплект устройства входят: два датчика, электронный блок, стабилизатор напряжения, приспособление для настройки устройства.

Техническая характеристика устройства:

Пределы измерения эксцентриситета ротора ЦВД, мм	0—0,2
Пределы измерения эксцентриситета ротора ЦСД, мм	0—0,5
Чувствительность, мкм	20
Устройство обеспечивает измерение эксцентриситета при:	
частоте вращения на валоповороте, с ⁻¹	0,066
частоте вращения ротора при развороте турбины, с ⁻¹	От 1,0 до 50,0
Погрешность измерения, %	Не более 10
Напряжение питания устройства от сети промышленной частоты, В	220
Потребляемая мощность, В·А	Не более 65

На рис. 13.6,а приведена блок-схема устройства для измерения эксцентриситета ротора, где показаны два индуктивных трансформаторных датчика 1 и 2, электронный блок и стабилизатор напряжения 6. Как видно из схемы рис. 13.3, индуктивные датчики расположены диаметрально противоположно по обе стороны ротора. Электронный блок устройства состоит из измерительной части и генератора. Генератор частоты 500 Гц, напря-

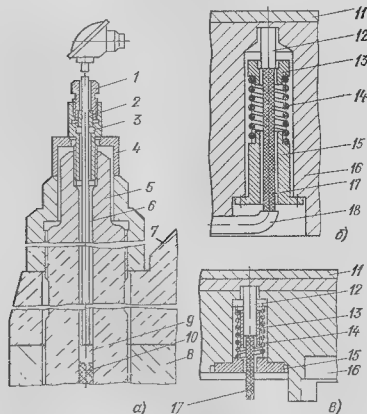


Рис. 13.5. Контроль температуры

а — шпилька ЦВД и ЦСД; б — установка платиновых термометров сопротивления в опорных подшипниках; в — установка платиновых термометров сопротивления в упорных подшипниках, 1 — шпилька; 2 — сушари; 3 — уплотнение; 4 — стакан; 5 — шпилька; 6 — термопара; 7 — фланец верхней и 8 — нижней половин цилиндра; 9 — медный поршок; 10 — набивка сквозного плевания; 11 — баббит; 12 — термометр сопротивления; 13 — втулка нижняя; 14 — пружина; 15 — втулка верхняя; 16 — вкладыш подшипника; 17 — вывод ТСР; 18 — труба

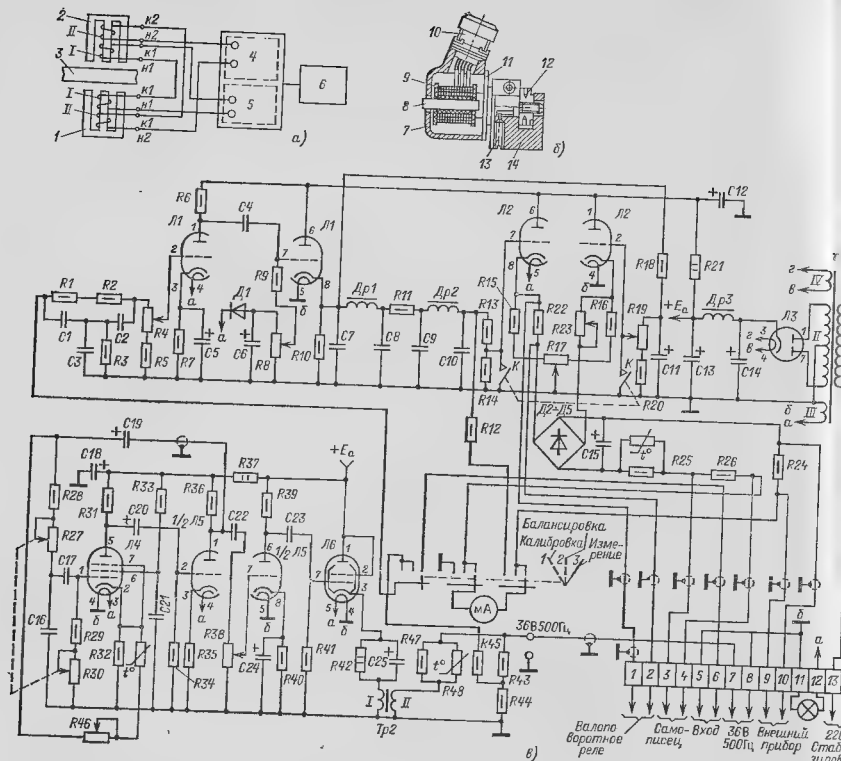


Рис. 13.6 Измеритель эксцентриситета ротора:

а — блок-схема измерителя; б — датчик устройства; в — электрическая принципиальная схема устройства; 1 и 2 — датчики № 1 и № 2; 3 — вал ротора. 4 — измерительная часть; 5 — генератор 500 Гц, 36 В, 6 — стабилизатор напряжения; Н1 и Н2 — начало обмоток; К1 и К2 — конец обмоток; I — первичная обмотка; II — вторичная обмотка; 7 — крышко; 8 — сердечник; 9 — катушка 10 — штепсельный разъем; 11 — кронштейн; 12 — гайка; 13 — фиксатор; 14 — корпус

жением 36 В предназначен для питания датчиков, включенных по дифференциальной схеме. Применение повышенной частоты позволяет производить измерения эксцентриситета ротора в широком диапазоне частоты вращения ротора и одновременно повысить помехозащищенность от наводок, искажающих показания прибора.

Принцип работы измерителя основан на измерении воздушного зазора между сердечником датчиков 1 и 2 и валом ротора 3. При наличии эксцентриситета величина зазора меняется с частотой, пропорциональной частоте вращения ротора турбины. На вторичных обмотках II (рис. 13.6,а) датчиков 1 и 2 формируются сигнал несущей частоты, модулированный частотой биений вала ротора, с амплитудой модуляции, пропор-

циональной эксцентрискету. Напряжение, снятое с датчиков, усиливается усилителем, после чего несущая частота фильтруется, а низкочастотная составляющая выделяется и после выпрямления измеряется показывающим прибором.

Конструкция датчика эксцентриситета ротора по казана на рис. 13.6,б. На среднем керне Ш-образного выполненного из электротехнической стали Э 44 сердечника 8 размещена катушка 9 с двумя изолированными друг от друга обмотками. Обмотки выполнены из провода ПЭВ 220,1 мм по 2600 витков каждая. Крышка датчика 7 изготовлена из пластмассы, кронштейн 11 в корпус датчика 14 из немагнитного материала (латунь ЛС-59-1). Для предохранения обмоток от воздействия обводненного масла, пары которого находятся в местах установок датчиков, после сборки датчик заливается компаундом эпоксидной смолы. Выводы датчика выполнены через штепсельный разъем 10.

Установка рабочего зазора между датчиком и валом осуществляется посредством гайки 12. Датчики устанавливаются на специальных площадках и крепятся двумя болтами со статорными шайбами. Установка датчиков производится в соответствии с требованиями паспорта на устройство. Указанные в паспорте зазоры должны быть выполнены с точностью до $\pm 0,05$ мм.

Электрические соединения от разъемов датчиков до выводной коробки турбины выполняются маслостойкими неэкранированными проводом в отдельной стальной трубе, а от выводной коробки до электронного блока выполняются одноканальным экранированным проводом сечением 0,75—2,0 мм².

Электронный блок, состоящий из источника питания устройства, генератора 36 В, 500 Гц, двоядного вольтметра, смонтирован в корпусе щитового прибора, на передней панели которого установлен показывающий прибор. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах. Электронный блок устанавливается на блоком или местном щите управления. При установке на местном щите управления на блокный щит выносятся дополнительный показывающий прибор (миллиамперметр), имеющий ту же градуировку.

Монтаж электронного блока выполнен на вертикальном выдвигном щаси. К щаси крепятся: печатная плата, панель управления, лицевая панель и источник питания.

На печатной плате размещаются радиолампы, резисторы, конденсаторы и т. п. На панели управления установлены резисторы с переменным сопротивлением, тумблер включения прибора, переключатель рода работы и выключи. На лицевой панели установлены: показывающий прибор, сигнальная лампа и предохранитель. Блок устройства размещен в задней части щаси. Штепсельный разъем для внешних соединений установлен на задней стенке корпуса. Электрические соединения всех узлов, размещенных на щаси, выполнены по средством жгута с выводом на разъем. Жгут укреплен на металлической изолированной спиральной пружине, один конец которой крепится к корпусу, а второй к аронштейну на щаси прибора. Такое исполнение жгута позволяет вынуть щаси из корпуса прибора практически на всю длину, при этом не нарушается работоспособность прибора и обеспечивается удобство при наладке и выполнении регламентных работ на приборе. Электрическая принципиальная схема электронного блока измерителя приведена на рис. 13.6.

Настройка измерителя эксцентриситета и его эксплуатация осуществляются согласно прилагаемой к прибору инструкции.

13.6. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАСШИРЕНИЯ РОТОРА

Устройство контроля относительно расширения ротора (ОРР) предназначено для индикации и регистрации расширения (укорочения) ротора относительно корпуса турбины, формирования нормированного сигнала 1—0—I В, частотой 50 Гц, автоматической сигнализации при достижении уставок расчетных величин относительно расширения ротора, а также формирования сигнала в систему защиты турбины при достижении предельных значений относительно расширений роторов ЦВД, ЦСД и ЦНД при пусках турбины либо укорочениях при остановах.

На турбине устанавливаются три комплекта устройств контроля ОРР. В комплект устройства входят: датчик, вторичный прибор

типа ПВФС1, принадлежности, инструкция и паспорт.

Датчики устанавливаются в картерах опор подшипников ЦВД, ЦСД и ЦНД-2 (см. рис. 13.3) согласно маркировке датчика и его паспорта. Маркировка датчиков следующая: датчик «ОРР ЦВД», «ОРР ЦСД», «ОРР ЦНД-2». На турбине установлены четыре датчика — три рабочих и один резервный. Рабочие датчики установлены с левой стороны турбины, а резервный — с правой. Резервный датчик «ОРР ЦНД-2» не подключен к приборам. На соединительной части муфт и на полумуфте генератора выполнены гребни, относительно которых устанавливаются датчики. Ширина гребня 33 мм.

Принцип действия ОРР основан на компенсационном методе измерения с компенсацией небаланса в электрической цепи датчиков. Один из датчиков — измерительный ОРР — установлен на турбине, второй — компенсирующий КД — размещен во вторичном приборе ПВФС1. Схема устройства приведена на рис. 13.7.

Первичная обмотка W1 датчика ОРР соединена последовательно с обмоткой возбуждения W4 компенсирующего ферродинамического датчика ПФ-2. Первичные обмотки датчиков запитаны напряжением 26 В, частотой 50 Гц и обтекаются общим током. Вторичные обмотки датчика W2 и W3 соединены между собой встречно и последовательно с компенсационной обмоткой W5, размещенной на рамке компенсирующего датчика КД.

Схема работает следующим образом. Если гребень ротора находится в среднем положении, то ЭДС, наводимые во вторичных обмотках датчиков ОРР, взаимокompенсируются и выходное напряжение равно нулю.

При изменении геометрических размеров ротора под действием температурных перепадов гребень, смещаясь в осевом направлении, вызывает разбаланс схем. Появившееся напряжение разбаланса как разность между напряжением последовательно включенных вторичных обмоток W2 и W3 датчика ОРР и напряжением компенсирующей обмотки W5 компенсирующего датчика подается на вход фазочувствительного усилителя напряжения промышленной частоты. Фазовая чувствительность усилителя обеспечивается усилителем мощности, который питается пульсирующим напряжением.

Нагрузкой усилителя является управляющая обмотка реверсивного двигателя. Ось двигателя посредством кинематической схемы связана со стрелкой показывающего и регистрирующего прибора, а также с рамкой, на которой намотана компенсирующая обмотка W5 КД. Двигатель вращается до тех пор, пока напряжение на обмотке W5, зависящее от угла поворота рамки, не компенсирует напряжение вторичных обмоток W2, W3 датчика ОРР.

Двигатель прибора реверсивный. Реверс двигателя обеспечивается подачей пульсирующего напряжения соответствующей фазы с фазочувствительного усилителя на управляющую обмотку последнего. Величина перемещения гребня ротора отсчитывается при этом по шкале прибора Ш.

Датчик ОРР по принципу действия индуктивный. Изменение индуктивности обмоток происходит при перемещении гребня ротора, вызывающем изменение зазоров. Общий вид индуктивного дифференциально-трансформаторного датчика приведен на рис. 13.7.б. Магнитопровод датчика, представляющий собой Ш-образный шихтованный серд. из 3, набран из пластин

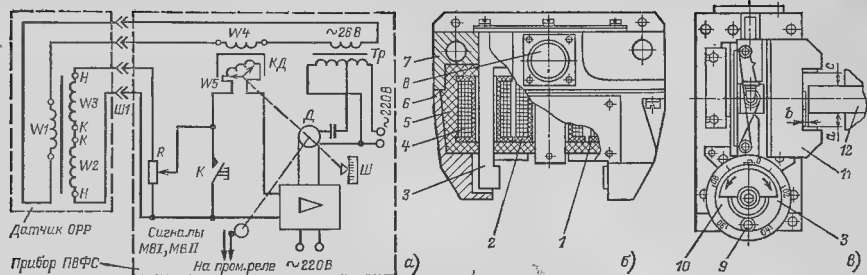


Рис. 13.7. Устройство контроля относительного расширения ротора (ОРР):

а принципиальная схема ОРР; б — датчик ОРР; в — приспособление для установки датчика ОРР; в турбине: 1 — катушка вторичной обмотки; W2; 2 — катушка первичной обмотки; W1; 3 — магнитопровод; 4 — катушка вторичной обмотки; W3; 5 — эпоксидный компаунд; 6 — крышка; 7 — основание; 8 — шпательный разъем; 9 — ручка маховичка со стопором; 10 — маховичок; 11 — датчик; 12 — гребень ротора

электротехнической стали с установленными на нем тремя катушками 1, 2 и 4. Магнитопровод установлен в корпусе 6, выполненном из немагнитного материала. Корпус состоит из основания 7 и крышки 6. Для защиты обмоток от воздействия обводненного турбинного масла датчик после сборки заливается эпоксидным компаундом. Первичная обмотка датчика 2, содержащая 600 витков провода ПЭТВ-2 сечением 0,41 мм, расположена на среднем стержне сердечника 3. Две вторичные обмотки 1 и 4, содержащие по 2000 витков провода ПЭТВ-2 сечением 0,23 мм, расположены на боковых стержнях сердечника. Вторичные обмотки соединены встречно. Выводы обмоток выполнены через шпательный разъем 8 и далее термо-, влаго- и маслостойким кабелем на выводную коробку турбины.

В турбине датчик устанавливается на специальном приспособлении, один из вариантов приспособления приведен на рис. 13.7,в. Приспособление позволяет имитировать относительное расширение ротора путем перемещения датчика 11 относительно гребня 12 вдоль оси ротора при испытаниях и настройке устройства.

Монтаж датчика производится с соблюдением зазоров, указанных в паспорте устройства. При этом ротор должен быть прижат к колодкам упорного подшипника со стороны генератора. После проверки вращением маховичка — указателя 10 производится установка датчика в исходное положение.

В качестве вторичного прибора для вывода информации использован самопишущий показывающий прибор с ферродинамическим компенсатором ПВФС-1.

Прибор позволяет производить визуальный отчет относительного расширения ротора по шкале, а также вести непрерывную запись в прямоугольных координатах на диаграммной ленте с шириной поля записи 100 мм. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах. Положительные значения шкалы соответствуют удлинению ротора, отрицательные — укорочению.

Для формирования команд сигнализации расчетных величин удлинения или укорочения ротора служит сигнальная система прибора с четырьмя независимыми настраиваемыми контактами. Класс точности прибора по показаниям и по записи 1,0. Масса прибора 20 кг.

Таблица 13.1. Пределы шкал и сигнализации

Место установки датчика	Пределы шкалы, мм	Предел сигнализации, мм	
		Предварительная	Аварийная
ЦВД	+8; —4	+5; —2	—
ЦСД	+8; —4	+4,5; —2	+5; —2,5
ЦНД	+17; —5	+12; —2	+13; —3

Питание прибора осуществляется от сети переменного тока напряжением 220 ± 5 В, 50 Гц. Потребляемая мощность не более 35 В·А. Прибор сохраняет работоспособность в диапазоне рабочих температур окружающего воздуха $+5 \div +50$ °С при относительной влажности до 80%.

В приборе установлено лекало с профилем (диск кулачковый), обеспечивающее инсиную зависимость между измеряемой комплексной взаимоиנדуктивностью и шкалой прибора.

Для согласования работы датчиков ОРР с компенсатором ферродинамическим преобразователем, в приборе предусмотрен резистор R с переменным сопротивлением 10 кОм (рис. 13.7,а).

Для проверки работоспособности прибора предусмотрен тумблер К «Контроль — работа», при замыкании которого стрелка должна устанавливаться на контрольную отметку К шкалы прибора.

Пределы шкал и пределы сигнализации приведены в табл. 13.1.

Сигнализация о достижении предельных значений относительных расширений осуществляется с помощью системы, сигнализирующей «Расширение ротора велико» или «Укорочение ротора велико».

Прибор ПВФС-1 устанавливается в специальном вырезе на панели БЩУ. Кабельная связь прибора датчиком выполняется экранированным проводом сечением не менее 0,75 мм².

13.7. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ ОСЕВОГО СДВИГА РОТОРА

Положение ротора турбины по отношению к корпусу фиксируется упорным подшипником, воспринимающим осевую нагрузку при работе турбины. Однако в результате заноса

проточной части турбины примесями водяного теплоносителя, либо гидравлических ударов, либо перегрузки турбины возможно возрастания нагрузки сверх расчетной. При чрезмерном возрастании осевой нагрузки либо отклонениях от расчетных режимов работы подшипников возможно выплавление баббитовой заливки колодок упорных подшипников. Под отклонением от расчетных режимов работы подшипников понимается недостаточная подача масла, высокая температура его и загрязнение. Процесс выплавления баббитовой заливки скоротечен, и за это же время происходит осевой сдвиг. Недопустимый осевой сдвиг на работающей турбине ведет к тяжелым последствиям. Для обеспечения надежного контроля за положением ротора в упорном подшипнике на турбине установлено устройство контроля и регистрации осевого сдвига ротора (ОСР).

Устройство ОСР предназначено для измерения и регистрации осевого сдвига ротора на диаграммной ленте, выдачи сигналов для сигнализации, а также формирования сигнала в систему защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге.

В комплект устройства входят: индуктивный датчик трансформаторного типа, вторичный прибор типа ПВФС-1, панель защиты ОСР-3, инструкция и паспорт. В устройстве предусмотрена возможность подключения нормирующего преобразователя и узкопрофильного показывающего прибора. Нормированный выходной сигнал устройства $I - 0 - 1 \text{ В}$, 50 Гц .

Поскольку по принципу действия, конструкции датчика, схеме подключения к ПВФС-1 устройство ОСР аналогично ранее описанному устройству ОРР и отличается только диапазоном измерений и обмоточными данными датчика, то в данном параграфе рассмотрены особенности и уточнены технические характеристики устройства. Из-за особой важности защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге более подробно рассмотрена схема, реализованная на панели ОСР-3.

Датчик устройства контроля ОСР индуктивный, дифференциально-трансформаторного типа. Питание датчика осуществляется от панели защиты напряжением 12 В , частотой 50 Гц . Максимальный ток, протекающий по обмотке датчика, не более 320 мА . Выходное напряжение датчика при максимальном осевом сдвиге не менее 3 В . Датчик устройства конструктивно аналогичен ранее рассмотренному в устройстве ОРР: имеет Ш-образный магнитопровод, набранный из пластин электротехнической стали. Средний стержень магнитопровода укорочен, и в незамкнутой части магнитопровода перемещается гребень ротора. Первичная обмотка датчика расположена на среднем стержне и содержит 600 витков провода ПЭТВ $\emptyset 0,41$ мм. Вторичные обмотки расположены на крайних стержнях и имеют по 1200 витков провода ПЭТВ $\emptyset 0,18$ мм.

Датчик ОСР устанавливается в районе упорного подшипника турбины (см. рис. 133) с левой стороны,

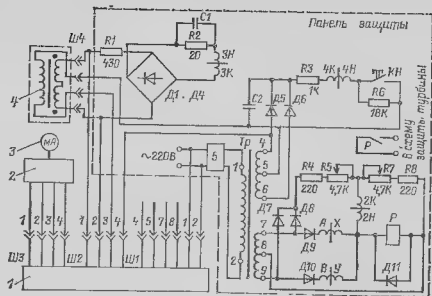


Рис. 13.8. Панель защиты ОСР-3. Схема электрическая: 1 — прибор ПВФС-1; 2 — нормирующий преобразователь; 3 — узкопрофильный прибор; 4 — датчик осевого сдвига; 5 — стабиллизатор напряжения

если смотреть со стороны регулятора на генератор. Это позволяет компенсировать отрицательную температурную погрешность датчика за счет увеличения его выходного напряжения из-за уменьшения радиального зазора при баббегании ротора во время вращения. В турбине датчик устанавливается на специальном приспособлении, позволяющем перемещать датчик вдоль оси ротора, при этом одному обороту маховика 10 (рис. 137,б) соответствует перемещение датчика на 1 мм . Приспособление аналогично ранее описанному в устройстве ОРР.

Измерение, регистрация и предупредительная сигнализация осуществляются вторичным прибором ПВФС-1. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах. Пределы градуировки шкалы $1,5 - 0 - 1,5 \text{ мм}$. Предварительная сигнализация осуществляется с помощью сигнальной системы прибора. Один из контактов сигнальной системы предназначен для сигнализации «Осевой сдвиг ротора в сторону регулятора велик», другой — для сигнализации «Осевой сдвиг в сторону генератора велик».

Управление электромагнитом защиты турбины при недопустимом осевом сдвиге ротора осуществляется от контактов реле Р панели защиты ОСР-3.

Время срабатывания реле защиты не более 10 мс , напряжение питания панели — сеть $220 \pm 10 \text{ В}$, 50 Гц , потребляемая мощность не более $70 \text{ В} \cdot \text{А}$. Масса панели не более 21 кг .

На панели устройства расположено бесконтактное поляризованное реле (БПР), выполненное по мостовой схеме на магнитном усилителе типа ТУМА1-11. В плечи моста (рис. 138) включены следующие элементы: первое плечо — рабочее обмотки магнитного усилителя А—Х, В—У; второе и третье плечи — соответственно резисторы R_4 , R_5 и R_7 , R_8 и четвертое плечо — реле Р. Питание моста осуществляется от обмотки трансформатора Тр через выпрямитель Д7-Д10. В диагональ моста включена управляющая обмотка магнитного усилителя ЗН—ЗК. При помощи резисторов с переменным сопротивлением R_5 и R_7 на магнитный усилитель подается такое смещение, чтобы при осевом

сдвиге ротора меньше аварийного тока в диагональном мосте был минимальным. При этом индуктивное сопротивление рабочих обмоток магнитного усилителя велико, а ток через обмотку реле мал.

Напряжение с выхода датчика ОСР выпрямляется диодным мостом Д1-Д4 и подается на вторую управляющую обмотку ЗН-ЗК магнитного усилителя. В качестве нагрузки БПР используется электромагнитное реле ПЗ-21 на рабочее напряжение 12 В постоянного тока.

Таким образом, БПР имеет два устойчивых состояния. При номинальном осевом положении ротора напряжение сигнала от датчика меньше установленного значения порога срабатывания БПР, при этом индуктивное сопротивление рабочих обмоток магнитного усилителя велико и ток, протекающий по управляющей обмотке, размагничивает сердечник магнитного усилителя, а ток в катушке электромагнитного реле Р, управляющего электромагнитом защиты, мал — электромагнит защиты находится во взведенном состоянии.

При перемещении ротора в осевом направлении напряжение сигнала от датчика растет, повышая напряжение сигнала на обмотке ЗН-ЗК, индуктивное сопротивление рабочих обмоток уменьшается, ток через обмотку 2Н-2К меняет направление и резко возрастает. Наличие положительной обратной связи, осуществляемой через обмотку 2Н-2К, позволяет получить изменение тока в диагональном мосте и в обмотке реле Р. Реле срабатывает и своими контактами замыкает цепь управления электромагнитом защиты — турбина идет на останов.

Для возврата реле в исходное состояние и устранения возможности ложного срабатывания при переключениях и отключениях питания всего устройства используется дополнительная схема, реализованная на управляющей обмотке 4Н-4К, диодах Д3 и Д4, конденсаторе С2, резисторах R3, R6 и кнопке КН. При замыкании кнопки КН реле возвращается в исходное состояние.

Конструктивно панель ОСР-3 представляет собой плату, на которой смонтированы элементы БПР. Монтаж, настройка и эксплуатация устройства осуществляются согласно действующей инструкции на устройств.

13.8. УСТРОЙСТВО КОНТРОЛЯ АБСОЛЮТНОГО РАСШИРЕНИЯ КОРПУСА ТУРБИНЫ

Для измерения абсолютного расширения корпуса используется датчик теплового расширения (ДТР), представляющий собой комбинированный прибор, состоящий из механического показывающего устройства по месту и реостатного сопротивления, включенного как потенциометр в цепь показывающего прибора типа ДУП, установленного на БЩУ.

На турбине устанавливаются два датчика теплового расширения. Место установки датчиков приведено на рис. 13.3: первый — у передней опоры, второй — у корпуса ЦСД. Шкала прибора проградуирована в миллиметрах. Пределы измеряемых тепловых расширений от 0 до 40 мм.

Принцип действия ДТР при дистанционной передаче информации на БЩУ основан на изменении сопротивления реостата в зависимости от поворота оси движка потенциометра ПЛП-12В.

Конструкция датчика приведена на рис. 13.9. В корпусе 2, установленном на кронштейне 1, размещен потенциометр 14. Ось движка потенциометра соединена с валом шестерней 3, которая находится в зацеплении с рейкой 5. Рейка жестко закреплена винтами на штоке 4. Шток свободно перемещается в направляющих втулках 7. Для обеспечения надежного механического контакта в одной точке с регулировочным винтом 9 на рабочем конце штока завалыцован шарик 8.

К валу-шестерне прикреплена стрелка 16, указывающая действительное значение абсолютного расширения на шкале 18. Стрелка со шкалой защищены стеклом 15, установленным в крышке 10. Стекло прижимается к корпусу уплотняющей резиновой прокладкой 11.

Под действием спиральной пружины 13, прикрепленной одним концом к валу-шестерне, а вторым к стойке 12, установленной в корпусе, обеспечивается постоянный прижим штока 4 к регулировочному винту 9 (крайнему левому положению), соответствующему

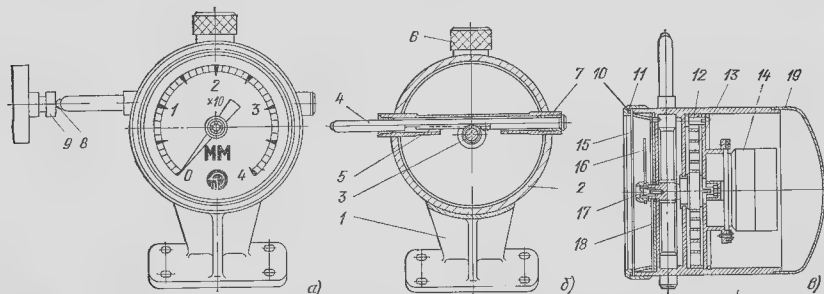


Рис. 13.9. Датчик абсолютного расширения:

а — общий вид; б — поперечный разрез; в — продольный разрез; 1 — кронштейн; 2 — корпус; 3 — вал-шестерня; 4 — шток; 5 — рейка; 6 — защитный колпачок резьбы; 7 — направляющая втулка; 8 — шарик; 9 — регулировочный винт; 10 — крышка; 11 — прокладка; 12 — стойка; 13 — спиральная пружина; 14 — потенциометр; 15 — защитное стекло; 16 — стрелка; 17 — винт; 18 — шкала; 19 — крышка задняя

началу отсчета по шкале и нулевому значению сопротивления потенциометра. Датчик с показывающим прибором соединен кабелем. Для обеспечения установки потенциометра предусмотрена задняя крышка 19. С помощью регулировочного винта 9 производится установка нулевого значения сопротивления потенциометра, затем, ослабив винт 17, производят установку стрелки на нулевую риску шкалы прибора.

При прогреве турбины, расширяющейся от фикс. пункта, корпус через винт 9 будет перемещать шток 4, который, находясь в зацеплении с шестерней, повернет последнюю. Отклонившись, стрелка 16 на шкале 18 укажет значение абсолютного расширения по месту, а по шкале вторичного прибора — на БЦУ.

13.9. КОНТРОЛЬ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

ТУРБИНЫ

В зависимости от назначения устройств на турбине К-500-240 установлены следующие средства измерения и контроля частоты вра-

щения ротора: датчик скорости, тахометр ИТЭ-1Т/2 с датчиком ДТЭ-6Т-2, сигнализатор вращения и датчик оборотов ДО-1.

Датчик скорости (ДС) предназначен для формирования электрического сигнала, пропорционального частоте вращения ротора турбины. Указанный сигнал может быть использован в системах управления, контроля и защиты, а также регистрации.

По принципу действия ДС представляет собой трехфазный генератор переменного тока с возбуждением от постороннего источника питания. Датчик устанавливается в специальном узле, приведенном на рис. 13.10, а. Узел включает в себя ДС, сигнализатор вращения и передачу к тахометру. Датчик не имеет собственных подшипников, поэтому монтаж датчика производится непосредственно в узле, представляющем собой корпус 4, устанавливаемый на передней опоре 5 турбины, и вал 6 с индивидуальными подшипниками. На консоли вала насаживается ротор датчика скорос-

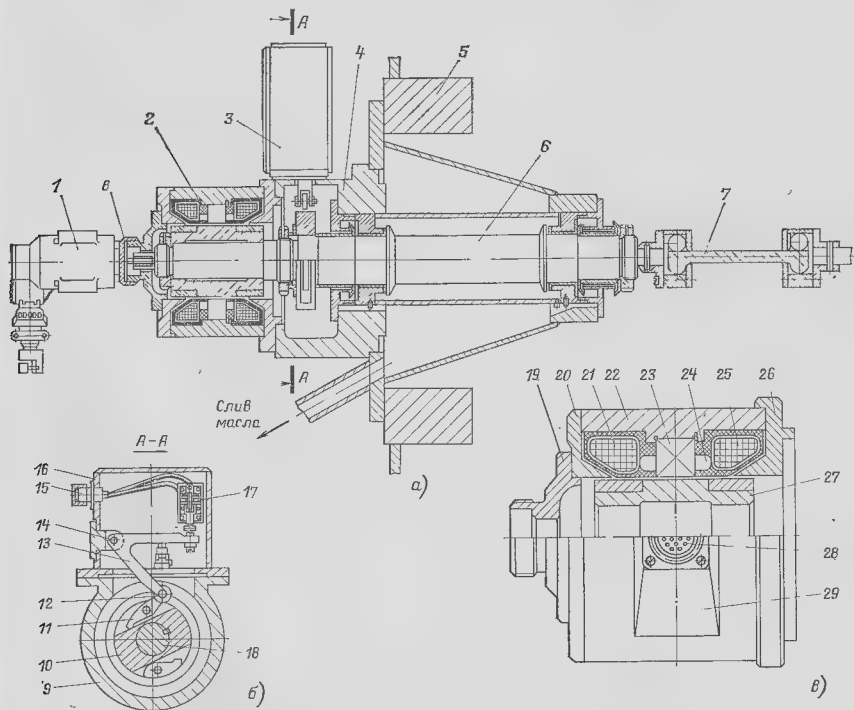


Рис. 13.10. Узел сигнализатора вращения, датчика скорости и тахометра.

а — общий вид, б — датчик скорости; 1 — тахометр; 2 — датчик скорости; 3 — сигнализатор вращения; 4, 5, 22 — корпуса, 5 — передняя опора турбины, 6 — вал; 7 — шаровая муфта; 8 — накидная гайка крепления тахометра; 10 — диск; 11 — кулак; 12 — шарикоподшипник; 13 — рычаг; 14 — ось рычага; 15 — контактный выключатель; 16 — вал; 19 — крышка датчика; 20 и 26 — фланцы; 21 и 25 — катушки возбуждения; 23 — статор; 24 — обмотка статора; 27 — ротор; 28 — штепсельный разъем; 29 — стойка

ти и фиксируется гайкой. Статор ДС устанавливается в корпус и крепится с помощью шпилек и гаек. При монтаже обеспечивается рабочий зазор $0,3 \pm 0,05$ мм между ротором и статором ДС.

Крутящий момент турбины передается на вал узла посредством шаровой муфты 7 через вал автоматизации безопасности.

Датчик скорости, приведенный на рис. 13.10, в, состоит из двух основных частей: статора и ротора. Статор 23 датчика выполнен из листа электротехнической стали $\delta=32$ толщиной 0,35 мм. Статор имеет 24 паза под обмотку. На каждом выступе статора размещено по одной катушке с 60 витками каждая из провода ПЭТВ $\varnothing 0,47$ мм. Катушки соединены в трехфазную обмотку статора 24 звездой. Начала всех фаз и нулевая точка выведены на разъем 28. Обмотка возбуждения выполнена из двух одинаковых торсионных катушек 21 и 25, размещенных с торцов статора и имеющих по 850 витков каждая. Катушки выполнены проводом ПЭТВ $\varnothing 0,64$ мм и соединены последовательно, а начала одной и конец второй выведены на разъем 28. Для защиты обмоток статора и катушек возбуждения от воздействия окружающей среды статор залит эпоксидным компаундом.

Ротор ДС 27 представляет собой цилиндр, выполненный из стали СтЗ, в средней части с наружной стороны которого профрезеровано десять пазов трапециевидальной формы.

В крышке 19 ДС предусмотрено посадочное место для установки датчика тахометра. Датчик тахометра ДТЭ-6Т-2 крепится к крышке посредством накладной гайки, входящей в комплект тахометра.

Техническая характеристика датчика скорости:

Рабочий диапазон изменения частоты вращения, c^{-1}	10—60
Номинальная частота вращения, c^{-1}	50
Возбуждение от постороннего источника постоянного тока, В	220
Номинальная мощность при $50 c^{-1}$, В·А	Не менее 50
Номинальная частота при $50 c^{-1}$, Гц	500
Нелинейность выходной характеристики от 0 до $55 c^{-1}$, %	Не хуже 2
В интервале $47,5—53,3 c^{-1}$, %	Не хуже 0,25
Форма линейного напряжения	Синусоидальная

Магнитоиндукционный тахометр ИТЭ-1Т/2 с датчиком ДТЭ-6Т-2 предназначен для непрерывного дистанционного измерения частоты вращения вала турбины в процессе эксплуатации.

Измерение частоты вращения основано на принципе передачи вращения вала турбины валу датчика тахометра, представляющего собой трехфазный генератор переменного тока, вырабатывающий ЭДС с частотой, пропорциональной частоте вращения вала. Посредством электрической дистанционной передачи ЭДС передается магнитоиндукционному узлу тахометра, где преобразуется в угловое перемещение стрелки показывающего прибора. Действительное значение частоты вращения считывается со шкалы тахометра.

Преобразование оборотов вала в угловое перемещение стрелки магнитоиндукционным измерительным узлом основано на взаимодействии магнитного поля вращающихся магнитов с индуктивными токами, наведенными этим полем в металлических диске. В результате этого взаимодействия возникает вращающий момент диска, пропорциональный частоте вращения магнитов, уравновешиваемый противодействующей пружиной. Момент, сгибающий пружину, пропорционален углу ее закручивания.

Принципиальная схема тахометра приведена на рис. 13.11. Работает тахометр следующим образом. Вращающийся ротор 3 в обмотке статора 2 возбуж-

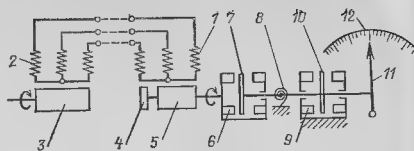


Рис. 13.11. Принципиальная схема тахометра:

1 — обмотки статора измерителя; 2 — обмотки статора датчика; 3 — ротор датчика; 4 — вращающиеся диски; 5 — ротор измерителя; 6 — магнитный узел; 7 — чувствительный элемент; 8 — спиральная пружина; 9 — магнитный узел демпфирующего устройства; 10 — диск; 11 — стрелка; 12 — шкала

дает трехфазный ток с частотой, пропорциональной числу оборотов ротора, который по трем проводам подводится к обмоткам статора 1 синхронного мотора измерителя, создавая и последнем вращающееся магнитное поле, пропорциональное частоте вращения вала турбины.

Под действием магнитного поля ротор измерителя вращается со скоростью, синхронной вращению магнитного поля. На одной оси с ротором укреплен магнитный узел 6 с шестью парами полюсов постоянных магнитов, между которыми расположен чувствительный элемент 7.

Взаимодействие вихревых токов, индуцируемых в диске 7 при вращении магнитного узла 6, с магнитным полем этого узла создает вращающийся момент чувствительного элемента, пропорциональный частоте вращения магнитного узла. Вращающему моменту чувствительного элемента противодействует момент спиральной пружины 8, одним концом укрепленной на оси чувствительного элемента, а вторым на корпусе измерителя. Угол закручивания спиральной пружины пропорционален вращающему моменту чувствительного элемента и, следовательно, частоте вращения вала турбины. На другом конце чувствительного элемента укреплен стрелка 11, показывающая на равномерной шкале 12 измерителя значение частоты вращения вала турбины. Для повышения устойчивости стрелки применено демпфирующее устройство, состоящее из алюминиевого диска 10 и магнитного узла 9. Вихревые токи, возникающие при повороте диска 10, взаимодействуя с магнитным полем, создают тормозящий момент подвижной системе.

Монтаж тахометра и его эксплуатация осуществляются согласно прилагаемой к прибору инструкции.

Техническая характеристика тахометра:

Шкала измерителя равномерная	От 0 до 5000 об/мин
Нижний предел измерения	500 об/мин
Цена деления	100 об/мин
Рабочий диапазон измерения	3000—5000 об/мин
Погрешность показаний измерителя	

при температуре окружающего воздуха $+20 \pm 5^\circ C$ не превышает	± 50 об/мин
при температуре $+50 \pm 3^\circ C$ не превышает	± 100 об/мин

Температурный интервал работы:

измерителя	От $+3^\circ C$ до $+55^\circ C$
датчика	От $-40^\circ C$ до $+55^\circ C$

Как следует из технических характеристик, датчик скорости и тахометр для измерения малых значений частот вращения не предназначены, поэтому контроль за вращением

турбины на валоповороте осуществляется с помощью сигнализатора вращения, обеспечивающего индикацию вращения ротора с частотой $0,066 \text{ с}^{-1}$.

Сигнализатор вращения предназначен для формирования дискретного сигнала при вращении ротора турбины на валоповороте, позволяющего посредством лампы накаливания сигнализировать о вращении ротора. Последовательно с сигнальной лампой накаливания, подключенной к источнику питания, включены контакты конечного выключателя. При нажатии на шток конечного выключателя контакты, замыкаясь, подключают лампочку к источнику питания. Время свечения лампочки определяется длительностью замкнутого состояния контактов.

Принцип работы сигнализатора вращения ясен из рис. 13.10.6. При вращении диска 10, установленного на валу 18, кулачки 11, ударяя по подшипнику 12, закрепленному на оси рычага 13, вызывают поворот рычага относительно оси 14. Свободный конец рычага при повороте нажимает на шток конечного выключателя 17, который кратковременно замыкает контакты, подключая лампу к источнику питания. В интервалах между ударами кулачков под действием пружины контакты остаются разомкнутыми. Таким образом, за время одного оборота сигнальная лампа, дважды вспыхивая, сигнализирует о вращении ротора. При пуске турбины сигнализатор вращения отключается. Отключение происходит автоматически под действием центробежных сил, устанавливающих кулачки в такое положение, при котором выступающая часть кулачков не достает до шарикового подшипника 12. При останове турбины, когда частота вращения ротора падает, сигнализатор автоматически подключается.

Электрические выводы с конечного выключателя выполнены через штепсельный разъем 15. Устройство просто и надежно в эксплуатации.

Датчик оборотов (ДО-1) предназначен для преобразования частоты вращения ротора турбины в пропорциональный электрический сигнал синусоидальной формы. Указанный сигнал может быть использован в системе регулирования, а также для контроля частоты вращения ротора. Датчик представляет собой бесконтактное электромагнитное устройство, содержащее разомкнутый с торца магнито-

провод с постоянным магнитом. Конструкция датчика приведена на рис. 13.12.

В цилиндрическом сверлении металлического корпуса 3, выполненного из магнитопроницаемой стали, размещен цилиндрический магнит 1 с катушкой 2. Выводы 6 катушки соединены с вилкой разьема 9, которая с помощью винтов крепится на корпусе датчика. Для облегчения монтажа выводов катушки выполнено сверление, которое закрывается крышкой 8, после чего для защиты катушки от воздействия обводненного турбинного масла внутренняя полость датчика и торцевая поверхность, обращенная к шестерне 12, заливаются эпоксидным компаундом 7.

По наружной поверхности датчика выполнена резьба, позволяющая с помощью гаек 5 устанавливать датчик в стойке 11. Для предотвращения самоотвинчивания гаек после затяжки последние фиксируются стопорными шайбами 4. Установочный зазор между торцом датчика и вершиной зуба шестерни 12 должен быть равным $1,5 \pm 0,2 \text{ мм}$.

Катушка датчика содержит 6400 витков провода ПЭТВ $\varnothing 0,12 \text{ мм}$. Активное сопротивление обмотки $360 \pm 10\%$ Ом. После изготовления датчика постоянный магнит, выполненный из сплава ЮН4ДК24, намагничивается на специальной установке, после чего магнитная индукция сердечника должна быть не менее 150 мТл.

Датчик работает следующим образом. При вращении шестерни 12, установленной на валу турбины и выполненной из ферромагнитного материала, вершина зуба, перемещаясь вдоль торцевой поверхности датчика, изменяет магнитный поток вследствие изменения магнитного сопротивления. Это изменение происходит за счет замыкания магнитных силовых линий через зуб шестерни. Изменяющийся магнитный поток в измерительной катушке наводит ЭДС, величина которой пропорциональна скорости изменения магнитного потока, поэтому амплитуда сигнала датчика увеличивается с ростом частоты вращения шестерни. Для удобства отсчета частоты вращения ротора турбины шестерня имеет 60 зубьев, при этом частота выходного сигнала датчика, измеряемая частотомером, соответствует числу оборотов ротора в минуту.

Рабочий диапазон измерения частоты вращения ротора от $3,33$ до $6,66 \text{ с}^{-1}$ (от 200 до 400 об/мин), при этом минимальное напряжение выходного сигнала датчика $0,4 \text{ В}$, а при номинальной частоте вращения ротора турбины 50 с^{-1} (3000 об/мин) не менее 5 В . Номинальная нагрузка датчика $2,5 \text{ кОм}$.

Допускается эксплуатация датчика в среде обводненного турбинного масла при температуре до $+80^\circ \text{C}$. Габаритные размеры датчика $82 \times 58 \times 48 \text{ мм}$. Датчик прост в изготовлении, надежен, легко устанавливается на турбине, минимальных габаритов. Место установки шестерни и датчика см. рис. 13.3, поз. 16.

13.10. КОНТРОЛЬ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛОПРОВОДА

Наличие массивных вращающихся частей, представляющих собой роторы ЦВД, ЦСД, ЦНД и генератора, соединенных посредством муфт в единый валопровод, выдвигает задачу по обеспечению допустимых величин вибрации валопровода и их контролю в процессе эксплуатации. Пространственные колебания валопровода относительно неподвижных опор вызывают вибрацию опорных и опорно-упорных подшипников, а через них и остальных частей турбоагрегата. Возмущающие силы,

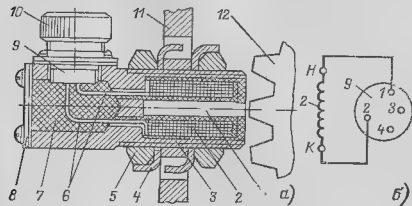


Рис. 13.12. Датчик оборотов ДО-1:

2 — датчик; 6 — схема подключения; 1 — постоянный магнит; 3 — катушка измерительная; 3 — корпус; 4 — шайба стопорная; 5 — гайка; 6 — выводы катушки; 7 — эпоксидный компаунд; 8 — крышка; 9 — штепсельный разъем; 10 — катушка; 11 — стойка крепления датчика; 12 — шестерня

вызванные неуравновешенными массами вращающихся роторов, передаются через упругую масляную пленку на подшипники, опоры и фундамент турбины.

Измерение вибрации подшипников турбины осуществляется виброизмерительной аппаратурой 1 или 6 В-А, выпускаемой Ленинградским инструментальным заводом.

Стационарная виброизмерительная аппаратура 1 В-А предназначена для измерения, регистрации и сигнализации о превышении допустимой величины размаха вибросмещения составляющих установившихся периодических колебаний каждого из контролируемых подшипников турбины. В комплект аппаратуры входят вибродатчики СВ 4, усилитель типа УВ 2М, потенциометр электронный самопишущий ЭПР 09ВМ, стрелочный указатель (милливольметр) и щеточный переключатель.

Вибродатчики устанавливаются на крышках подшипников, а вторичная аппаратура, включающая в себя усилитель, электронный потенциометр и показывающий прибор, монтируется на панелях контроля щита управления. Приборы проградированы в микроах двойной амплитуды. Места установки датчиков приведены на рис. 133.

Принцип работы индукционного вибродатчика сейсмического типа основан на том, что подвешенная на пружине масса остается неподвижной в пространстве, если частота возмущающей силы выше собственной частоты колебаний системы. Сейсмическая масса не используется в качестве неподвижной точки, относительно которой ведется измерение амплитуды вибрации корпуса датчика. В работе датчика использовано явление электромагнитной индукции, заключающееся в возникновении ЭДС в проводнике при его движении в магнитном поле. В состав сейсмической массы входит катушка, расположенная в магнитном поле постоянного магнита, закрепленного в корпусе вибродатчика. Вибродатчик жестко соединяется с вибрирующей по поверхности. При перемещении катушки относительно магнита в последней наводится ЭДС, пропорциональная величине относительной скорости этого перемещения. Для исключения составляющей по частоте сигнал от датчика подается на интегрирующий контур усилителя, после чего сигнал, пропорциональный амплитуде вибрации, усиливается, выпрямляется амплитудным детектором и поступает на вторичные приборы для индикации и регистрации.

Техническая характеристика виброаппаратуры 1 В-А:

Максимальная измеряемая двойная амплитуда	300 мкм
Диапазон частот вибрации	До 100 Гц
Чувствительность вибродатчика СВ 4	0,044 0,05 мВ/мкм
Температура окружающей среды:	
для датчика	0÷+100 °C
для усилителя	0÷+60 °C

Питание устройства осуществляется от сети переменного тока напряжением 220±10 В, частотой 50 Гц. Потребляемая мощность не более 50 В-А.

Электронный усилитель УВ 2М выполнен двухканальным с общим блоком питания. Один из каналов предназначен для усиления сигнала вибродатчика и передачи его на регистрирующий прибор, нагрузкой второго канала, выполняющего те же функции, является показывающий прибор.

В комплект виброаппаратуры 6 В-А входят: вибропреобразователь одноканальный вертикальный СВ-4ВПЧ в количестве 8 шт.; вибропреобразователь двухканальный СВ-4-2Г в количестве 8 шт.; уси-

литель двухканальный УВ-2М; потенциометр электронный самопишущий ЭПР-09ВМ; щеточный переключатель (на базе переключателя 24ПНН).

Аппаратура предназначена для измерения, регистрации и сигнализации о превышении величины размаха вибросмещения трех составляющих (вертикальной, радиальной и осевой) установившихся периодических колебаний каждого из контролируемых подшипников турбины. Аппаратурой предусмотрена возможность формирования импульса на станок турбины при превышении заранее установленной величины размаха колебаний.

Техническая характеристика устройств:

Максимальная измеряемая двойная амплитуда, мкм	100
Диапазон измеряемых частот вибрации, Гц	20—250
Чувствительность вибропреобразователя, мВ/(мкм·Гц)	0,03±0,0006
Погрешность измерения размаха синусоидальных колебаний от номинального значения измеряемых величин:	
в диапазоне частот от 20 до 30 Гц	±10 %
для частот свыше 30 Гц	не более, % 5

Климатические условия аналогичны рабочим условиям эксплуатации аппаратуры 1 В-А. Следует отметить, что последние выпуски аппаратуры 6 В-А укомплектованы вторичными приборами КСПД 054 в количестве 2 шт и стрелочными указателями М906 в количестве 2 шт.

Вибропреобразователи (они же вибродатчики в аппаратуре 1 В-А) устанавливаются на крышках подшипников. При этом вибропреобразователь СВ-4ВПЧ устанавливается на горизонтальной плоскости крышки подшипника, а СВ-4-2Г на вертикальной плоскости крышки подшипника разъемом вниз: тогда ближайший к разному вибратор будет измерять осевую составляющую вибрации.

Одноканальный вибропреобразователь СВ-4ВПЧ и двухканальный горизонтальный вибропреобразователь СВ-4-2Г являются модернизированной конструкцией вибродатчиков СВ 4, входящих в комплект вышеперечисленной виброаппаратуры 1 В-А. Модернизация заключается в замене подпятниковой пружины на пружину подвеса.

Питание устройства осуществляется от сети переменного тока напряжением 220±10 В, частотой 50 Гц.

Монтаж и эксплуатация устройства осуществляется согласно прилагаемой инструкции.

В настоящее время ведутся работы по созданию нового типа виброаппаратуры — тракта контроля вибрации (типа ТКВ1М), которым предполагается оснащение поставляемых турбин. Виброаппаратура ТКВ1М предназначена для контроля параметров стационарных неимпульсных вибраций и формирования аналоговых и дискретных сигналов, зависящих от эффективного значения виброскорости подшипников турбины при ее пуске и работе под нагрузкой. Тракты оснащаются одно- или двухканальными вибропреобразователями пьезоэлектрического типа. Число каналов может изменяться от 4 до 20.

13.11. УСТРОЙСТВО ДЛЯ КОНТРОЛЯ УПЛОТНЕНИЙ

Устройство предназначено для контроля состояния уплотнений путем дистанционного прослушивания шумов в турбине. При возник-

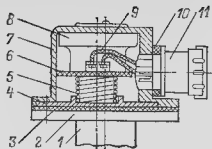


Рис. 13.13. Датчик прослушивания уплотнений:

1 — удлинитель; 2 — фланец; 3 — теплоизоляционная прокладка; 4 — крышка; 5 — пружина; 6, 10 — прокладки; 7 — корпус; 8 — телефонный капсюль; 9 — выводы на разъем; 11 — штепсельный разъем

новении задеваний в уплотнениях появляется характерный звук в диапазоне звуковых частот.

В местах контроля на турбине устанавливаются специальные датчики, преобразующие колебания звуковых частот в электрический сигнал. На турбине устанавливается восемь датчиков, которые поочередно по желанию оператора с помощью кнопочного переключателя подключаются к усилителю, установленному на оперативной панели БЩУ.

Усиленный электрический сигнал воспроизводится динамиком и воспринимается оператором на слух. Уровень громкости воспроизведения устанавливается регулятором громкости, размещенным на лицевой панели устройства.

В состав устройства входят телефонные датчики и транзисторный усилитель. Выходная мощность усилителя не менее 3 Вт, нелинейные искажения при максимальной выходной мощности не более 1,5%. Полоса усиливаемых частот от 20 до 20000 Гц. Усилитель рассчитан для работы в условиях изме-

нения температуры окружающего воздуха от -20°C до $+55^{\circ}$. Питание устройства осуществляется от сети переменного тока напряжением 220^{+5}_{-15} В , мощность, потребляемая от сети, не более $10\text{ В}\cdot\text{А}$.

В качестве чувствительного элемента в датчике устройства, приведенном на рис. 13.13, используется телефонный капсюль ТА-4 «ОКТАВА». Сопротивление обмоток капсюля по постоянному току 65 Ом. Диапазон рабочих температур датчика $-50^{\circ}\text{C} \dots +70^{\circ}\text{C}$. Подсоединение линий связи к датчику осуществляется через штепсельный разъем.

Корпус датчика 7 предохраняет капсулю от механических повреждений, попадания загрязнений.

В качестве усилителя устройства прослушивания уплотнений применен усилитель низкой частоты, схема которого приведена на рис. 13.14. При напряжении питания 18 В усилитель развивает мощность до 3 Вт на нагрузке 5 Ом. при этом потребляемая мощность не более 10 В·А. В режиме покоя усилитель потребляет не более 15–20 мА.

Усилитель реализован на девяти транзисторах $T1-T9$. Предварительный каскад усилителя собран на транзисторах $T1$ и $T2$ по схеме с общим эмиттером. Каскад запитан стабилизированным напряжением. Стабилизация осуществляется стабилитроном $D2$.

В усилителях низкой частоты, собранных по безтрансформаторной схеме, отсутствует такая громоздкая деталь, как выходной трансформатор низкой частоты. От таких усилителей можно получить достаточную мощность при небольших габаритах и массе, КПД достигает 60—65%. Но, несмотря на преимущества, безтрансформаторные усилители подвержены тепловому пробую транзисторов в каскадах усиления мощности.

При повышении температуры окружающего воздуха до $+30^{\circ}\text{C} \div +40^{\circ}\text{C}$ возникает лавинообразное увеличение неуправляемого тока, приводящее к тепловому

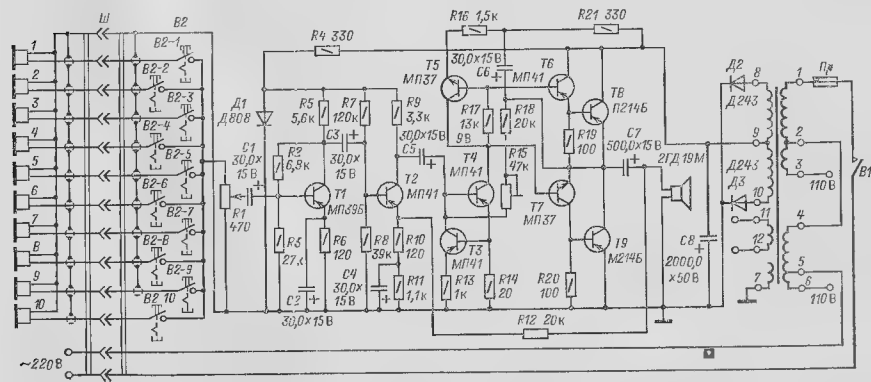


Рис. 13.14. Принципиальная схема усилителя прослушивания уплотнений

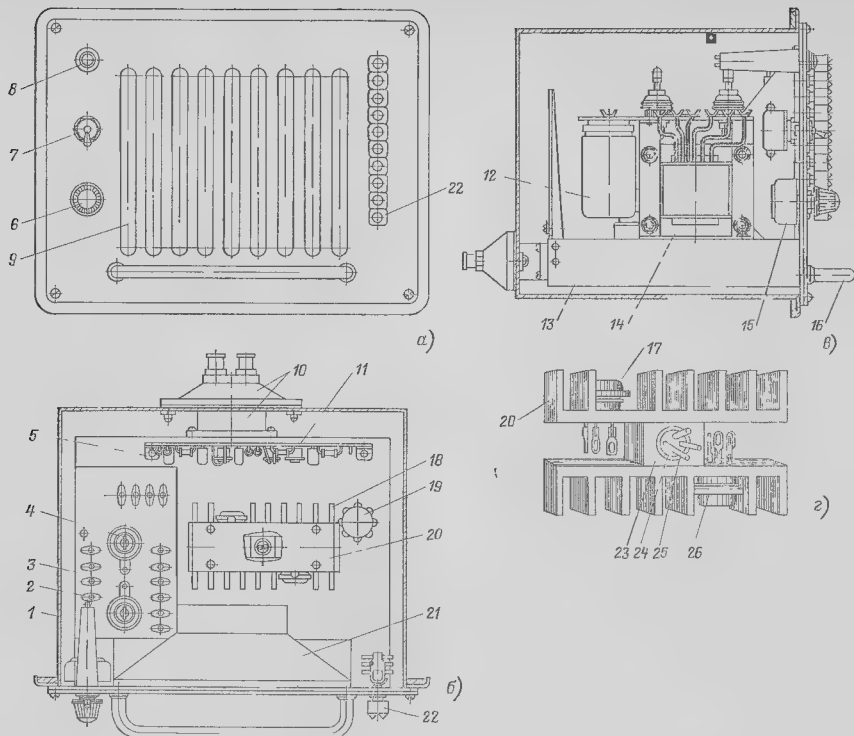


Рис. 13.15. Блок прослушивания уплотнений:

а — лицевая панель устройства; *б* — вид на шасси, *в* — вид сбоку; *г* — блок выходных транзисторов; *1* — корпус; *2* — монтажные лепестки; *3* — плата; *4* — диод (Д1, Д3); *5* — стойка; *6* — ручка регулятора громкости; *7* — тумблер включения сети; *8* — лампа сигнальная; *9* — паз лицевой панели; *10* — штепсельный разъем; *11* — плата печатная; *12* — конденсатор; *13* — шасси; *14* — трансформатор; *15* — регулятор громкости; *16* — ручка; *17* — транзистор Т8; *18* — блок выходных транзисторов; *19* — предохранитель; *20* — радиатор; *21* — громкоговоритель; *22* — кнопочный переключатель; *23* — радиатор регулирующего транзистора; *24* — регулирующий транзистор; *25* — эпоксидный компаунд; *26* — транзистор Т4.

му пробую сразу нескольких транзисторов. Для обеспечения температурной стабильности усилитель должен иметь две независимые системы стабилизации. Одна из них должна поддерживать напряжение покоя выходного каскада, вторая — стабилизировать ток покоя мощных транзисторов.

Напряжение покоя выходного каскада усилителя поддерживается постоянным и равным приблизительно половине напряжения источника питания благодаря стабилизирующему транзистору Т3 и обратной связи по постоянному току, снимаемой с выхода усилителя на базу транзистора Т4 через резисторы R15 и R18. Резистором R15 устанавливается режим работы выходного каскада путем изменения смещения на базе Т4, что одновременно обеспечивает симметрию плеч конечных каскадов.

Работает стабилизатор следующим образом. При увеличении тока коллектора транзистора Т4 под действием повышающейся температуры окружающей сре-

ды увеличивается смещение на базе транзистора Т3. Коллекторный ток транзистора Т3, увеличиваясь, уменьшает отрицательное смещение на базе транзистора Т4, что приводит к уменьшению коллекторного тока Т4 до первоначального значения. Стабильность напряжения покоя выходного каскада устанавливается подбором величины сопротивления резистора R13. При правильно выбранной величине резистора R13 напряжение покоя остается практически неизменным при повышении температуры окружающей среды до +60 °С.

Стабилизация тока покоя транзисторов Т8 и Т9 осуществляется дополнительным компенсирующим транзистором Т5 обратной проводимости, регулирующим напряжение смещения мощных выходных транзисторов в зависимости от их температуры. При нагреве транзисторов оконечных каскадов или повышении окружающей температуры коэффициент усиления по току транзистора Т5, расположенного в непосред-

стенной близости от мощных транзисторов, увеличивается. Это приводит к уменьшению напряжения смещения транзисторов Т8 и Т9, что, в свою очередь, стабилизирует коллекторный ток последних, возвращая его к заданному первоначальному значению

Конструкция датчика устройства приведена на рис. 13.13.

Блок прослушивания уплотнений (рис. 13.15) состоит из корпуса и шасси с лицевой панелью. Металлический корпус предохраняет устройство от механических повреждений и одновременно является защитным экраном от воздействия на усилитель магнитных полей и прочих помех станции, ухудшающих работу устройства. На задней стенке корпуса установлено гнездо штепсельного разъема, а на шасси—вилка. Для облегчения соединения разъема в корпусе предусмотрены направляющие, облегчающие попадание вилки в гнездо при установке шасси в корпус

На шасси устанавливаются плата транзисторного усилителя, блок выходных транзисторов и блок питания. Монтаж транзисторного усилителя выполнен на печатной плате из фольгированного стеклотекстолита.

Блок питания состоит из трансформатора и выпрямителя, собранного на гетинаксовом плате и установленного на стойках трансформатора. Конструкция блока выходных транзисторов (см. рис. 13.15) имеет решающее значение для обеспечения надежности и качества работы усилителя. Выходные транзисторы Т8

и Т9 установлены на радиаторах, а транзисторы Т5 должны находиться в непосредственной близости от них. Это необходимо, чтобы они имели примерно одинаковую температуру. Электрически, как это видно из принципиальной схемы, транзисторы должны быть изолированы друг от друга. Поэтому транзистор Т5 вклеен на эпоксидном компаунде в отверстие специального алюминиевого корпуса. Корпус устанавливается на радиаторах выходных транзисторов, но изолирован от них слюдой или лавсановой пленкой толщиной 40 мкм

На лицевой панели установлены: тумблер включения сети, сигнальный фонарь, регулятор громкости, динамик, ключочный переключатель, позволяющий подключать к усилителю датчик контролируемого уплотнения. Устройство допускает последовательное подключение на более 10 датчиков

Блок прослушивания уплотнений устанавливается на оперативной панели БЩУ. Монтаж и наладка устройства прослушивания уплотнений и его эксплуатация производятся в соответствии с действующей инструкцией на устройство.

Датчик устройства устанавливается на специальном удлинителе и крепится с помощью винтов через теплоизоляционную прокладку к фланцу удлинителя. Удлинитель представляет собой металлическую трубу, выведенную из зоны уплотнений, состояние которых должно контролироваться оператором. При установке датчиков в местах с повышенным уровнем температур применяют удлинители соответствующей длины.

Глава четырнадцатая

СИСТЕМА СМАЗКИ ТУРБИНЫ К-500-240-2

14.1. СИСТЕМА МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

Система маслоснабжения состоит из трех систем:

системы маслоснабжения, предназначенной для подачи к подшипникам турбины и генератора очищенного и охлажденного масла при работе турбоагрегата;

системы аварийного маслоснабжения, предназначенной для подачи масла к подшипникам во время выбега турбоагрегата при останове из-за повреждений в системе маслоснабжения или потере собственных нужд;

системы гидростатического подъема роторов, предназначенной для образования гидростатической масляной пленки в подшипниках турбоагрегата при вращении роторов валоповоротным устройством.

Система аварийного маслоснабжения встроена в систему маслоснабжения, система гидростатического подъема роторов является автономной системой.

Система маслоснабжения турбины К-500-240-2 (рис. 14.1) состоит из бака 1, двух насосов 12КМ-15а (2) с электродвигателями переменного тока, двух аварийных насосов 3 12КМ-20а (3) с электродвигателями постоянного тока, четырех маслоохладителей 4, демпферного бака 5, системы напорных и сливных маслопроводов, аварийных бачков и контрольно-измерительных приборов,

Бак системы смазки представляет собой сварную емкость вместимостью 53 м³. Бак разделен сетчатыми фильтрами на три отсека: приемный, средний и чистый.

В приемный отсек поступает масло из подшипников турбоагрегата, перелив из демпферного бака и масло из подшипников турбопитательного насоса. В этом отсеке установлена труба перелива для слива масла из бака при его переполнении. В приемный отсек производится долив масла. Для предотвращения попадания воздуха в масло слив из подшипников и демпферного бака выполнен под уровень масла в баке через дырчатые трубы.

В среднем отсеке установлен пластинчатый сепаратор-воздухоотделитель. В сепараторе поток масла многослойными наклонными перегородками рассекается, что способствует удалению воздуха из масла и очистке его от шлама

В фильтрах установлены латунные сетки с ячейками 0,7 мм (фильтры после приемного отсека) и 0,25 мм (фильтры после среднего отсека). Установка фильтров обеспечивает очистку масла от загрязнений. Фильтры, установленные перед сепаратором, способствуют равномерному распределению потока масла по поперечному сечению бака и равномерному загрузке сепаратора, в результате чего улучшается выделение воздуха и шлама из масла. Фильтры установлены в два ряда, что обеспечивает фильтрацию масла при поочередной выемке фильтров для чистки во время работы турбины.

В средний отсек сливается масло, прошедшее очистку в маслоочистительной машине.

Из чистого отсека масло поступает к насосам смазки, гидростатического подъема роторов и к валоповоротному устройству ТПН. К чистому отсеку при-

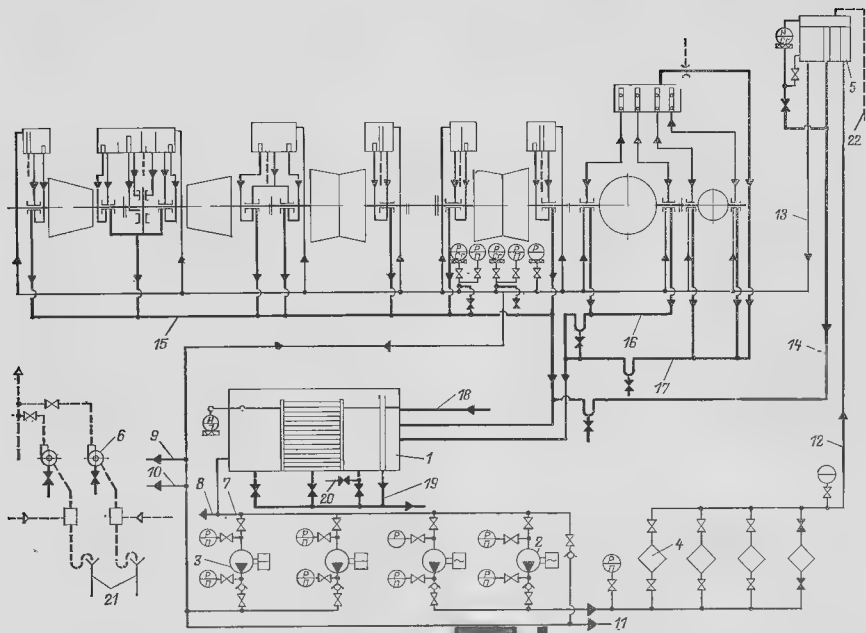


Рис. 14.1. Схема системы смазки турбины К-500-240-2:

1 — бак, 2 — насос, 3 — насос аварийный; 4 — маслоохладитель; 5 — бак деэмульсионный; 6 — вентилятор; 7 — маслопровод к насосу; 8 — маслопровод к системе гидрорегулирования; 9 — маслопровод к ТПН; 10 — маслопровод к резервному возбудителю; 11 — маслопровод к насосам уплотнений генератора; 12 — маслопровод к деэмульционному баку; 13 — маслопровод к подшипникам турбоагрегата; 14 — перелив из деэмульсионного бака; 15 — слив из подшипников турбины; 16 — слив из подшипников генератора; 17 — слив из подшипников возбудителя; 18 — слив из ТПН; 19 — перелив из бака; 20 — к маслоочистительной машине; 21 — слив грязного масла; 22 — воздушная труба к баку. Условные обозначения: ———— маслопроводы напорные, ———— маслопроводы сливные; - - - - - трубы отвода воздуха и пара

соединяются трубопроводы отсоса воздуха вентилятором.

Зона подвода масла к насосам закрыта дырчатым коробом для защиты от случайного попадания различных предметов во всасывающие маслопроводы насосов.

На крышке бака имеются люки для выемки сепаратора воздухоотделителя и фильтров. Люки закрыты крышками. Здесь же расположены люки-крышки лазов для чистки бака (над чистым и приемным отсеками).

На боковой стенке бака устанавливаются маслоуказательные стекла контроля уровня масла, поплавковое реле сигнализатора уровня и дифманометр для дистанционного указателя уровня масла в баке.

В днище бака имеются фланцы трубопроводов аварийного опорожнения и слива масла из бака, подвода масла к маслоочистительной машине.

Насос 12КМ-15а обеспечивает подачу смазки ко всем подшипникам турбоагрегата, ТПН и резервного возбудителя. Второй насос — резервный.

Насосы 12КМ-15а, 12КМ-20а вертикальные, центробежные, одноступенчатые с рабочим колесом одно-

стороннего всасывания, расположенным на валу конусно. Подшипники насоса смазываются перекачиваемым маслом. Диаметр рабочего колеса насоса 12КМ-15а — 370 мм, насоса 12КМ-20а — 270 мм. Ротор насоса соединяется с электродвигателем упругой втулочно-пальцевой муфтой.

В системе маслоснабжения установлены маслоохладители МБ-190-250. Масло, прошедшее маслоохладители, направляется в деэмульсионный бак 5, расположенный на отметке 24 м. Вместимость деэмульсионного бака 2 м³. На деэмульсионном баке установлено реле уровня.

В деэмульсионном баке имеется переливная труба, по которой излишек масла сливается в бак системы смазки. Воздушное пространство деэмульсионного бака соединено трубой с воздушным пространством бака 1. Переливная трубой в деэмульсионном баке поддерживается постоянный уровень, обеспечивающий стабильное давление масла перед подшипниками турбоагрегата, равное 0,1 МПа (1,02 кгс/см²). Деэмульсионный бак обеспечивает бесперебойную подачу масла в систему смазки при переключении насосов и при потере собственных нужд в течение 5—6 с.

Из демпферного бака масло самотеком поступает в коллектор смазки турбоагрегата, к подшипникам ТПН, резервного возбудителя и к насосам уплотнений генератора. Из коллектора смазки турбоагрегата масло направляется в аварийные баки турбины, к подшипникам генератора и возбудителя. Из аварийных бачков осуществляется подвод масла ко всем радиальным и осевому подшипнику турбины.

На коллекторе смазки установлены два реле давления, на линиях подвода масла к ним установлены стрелочные манометры. На коллекторе установлен также манометр электрический дистанционный, показания которого выведены на блочный щит управления.

На всасывании и нагнетании каждого насоса установлены стрелочные манометры.

На маслопроводах подвода и отвода масла к маслоохладителям установлены стрелочные манометры и ртутные термометры.

Для контроля температуры масла на выходе из подшипников на сливных маслопроводах установлены термометры. Все маслопроводы слива масла из подшипников, а также маслопровод перелива масла из демпферного бака снабжены смотровыми стеклами.

Температура рабочей поверхности подшипников контролируется электрическими термометрами сопротивления, устанавливаемыми в обочих несущих сегментах радиальных подшипников и в колодах осевого подшипника.

На сливных маслопроводах из подшипников генератора и возбудителя имеются герметичные гидрозатворы для предотвращения попадания водорода в бак системы смазки.

Пеглевой гидрозатвор на трубе перелива из демпферного бака служит для исключения подсоса воздуха из воздушного пространства демпферного бака сливающимся маслом.

Вентиляция системы смазки и отсос паров масла и водорода производится центробежными вентиляторами. Вентиляторы присоединяются к сливным трубам генератора, к баку системы смазки. Перед вентилятором устанавливается маслоуловитель, который предотвращает попадание в вентилятор брызг масла. Трубы от вентиляторов выведены на крышу машинного зала. Дренаж из маслоуловителей и напорной трубы вентиляторов направляется в бак загрязненного масла.

14.2. СИСТЕМА АВАРИЙНОГО МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

Система аварийного маслоснабжения включает в себя насосы с электродвигателями постоянного тока, аварийные баки. В систему аварийного маслоснабжения входят также приборы: поплавковое реле уровня на демпферном баке, два реле давления на коллекторе смазки.

Для периодической проверки реле уровня и реле давления в схеме предусмотрены вентиля для опорожнения линий подвода масла к реле.

При снижении уровня масла в демпферном баке ниже нормального из-за потерь собственных нужд, аварийным или ошибочном отключении электродвигателя работающего насоса 12КМ-15а по сигналу от реле уровня демпферного бака включается резервный насос 12КМ-15а и один аварийный насос 12КМ-20а. Второй аварийный насос включается через 10 с при дальнейшем падении давления до 0,05 МПа (0,51 кгс/см²) в коллекторе смазки на оси турбины.

Если электродвигатель первого аварийного насоса не включился, то второй аварийный насос включается без выдержки времени. При падении давления

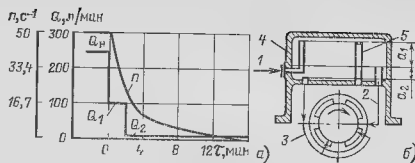


Рис. 14.2. Аварийное маслоснабжение сегментного подшипника:

а — график маслоснабжения сегментного подшипника; б — схема маслоснабжения сегментного подшипника; Q_n — нормальный расход смазки, Q_1 — расход смазки в первые 2 мин выбега турбоагрегата; Q_2 — расход смазки через 2 мин после начала выбега; n — кривая выбега ротора турбоагрегата со срывом вакуума

в коллекторе смазки до 0,05 МПа (0,51 кгс/см²) защита отключает турбоагрегат со срывом вакуума.

Для уменьшения мощности электродвигателей постоянного тока аварийные насосы подают масло к подшипникам на сливных маслопроводах, установленных

В случае отказа включения аварийных насосов масло в подшипники турбоагрегата поступает из аварийных бачков.

Баки подшипников № 1, 2, 3, упорного подшипника расположены в крышках опор. Баки подшипников № 4—8 — на верхних половинах ЦНД.

Подшипники генератора и возбудителя, уплотнения генератора также имеют специальные аварийные баки.

Использование сегментных подшипников без масляной ванны существенно усложнило решение задачи аварийного маслоснабжения из-за невозможности подачи ограниченного количества масла в полость подшипника.

Аварийное маслоснабжение сегментных подшипников без масляной ванны отработано экспериментально на стенде завода. В результате проведенных исследований применена схема двухступенчатой подачи смазки, обеспечивающая надежность аварийного маслоснабжения. По этой схеме в течение первых 2 мин выбега масло подается по каналам нормальной смазки. За это время существенно снижается частота вращения ротора и становится возможным значительное уменьшение расхода аварийной смазки.

На рис. 14.2 приведены примерный график маслоснабжения сегментного подшипника и схема аварийного бака.

Маслоснабжение подшипника осуществляется следующим образом: масло в аварийный бачок 4, расположенный на крышке подшипника, поступает из системы смазки по трубе 1. Бачок находится под давлением системы смазки. По маслопроводу 2 нормальный расход масла поступает к подшипнику. В баке установлена труба перелива 5 с малым отверстием в ее верхнем срезе для сообщения с атмосферой при опорожнении бака.

При прекращении подачи масла из системы смазки давление в баке падает и расход масла определяется давлением столба жидкости. Верхний срез трубы маслопровода 2 расположен таким образом, чтобы обеспечить аварийный подвод масла ко всему

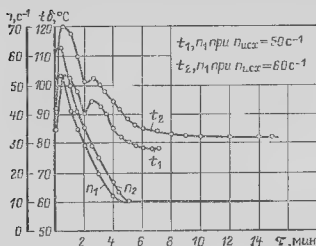


Рис. 14.3. Температура сегментного подшипника $\varnothing 420$ при аварийном масляном снабжении (стендовые испытания)

подшипнику в течение 2 мин, после чего происходит переход на подачу по маслопроводу 3 аварийной системы только в канавки на входной кромке нижних сегментов

На рис. 14.3 приведены результаты экспериментальной проверки аварийного масляного снабжения сегментного подшипника $\varnothing 420$ мм. Аварийное масляное снабжение в опытах проводилось в соответствии с графиком рис. 14.2. Нагрузка на подшипник 270 кН (27 тс).

14.3. СИСТЕМА ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДЪЕМА ВОДЫ

Рост единичной мощности турбоагрегатов и соответствующее увеличение диаметров шеек и массы роторов потребовали применения системы гидростатического подъема роторов. Система предназначена для работы во время вращения роторов валоповоротным устройством, т. е. при пусках и остановках турбоагрегатов.

Гидростатический подъем роторов осуществляется путем подачи масла высокого давления в камеры, выполняемые в нижних половинах радиальных подшипников, в результате чего шейки и подшипники разделяются масляной пленкой и обеспечивается жидкостное трение в подшипниках турбоагрегата при работе ВПУ.

Конструкция системы гидроподъема определяется двумя основными факторами: схемой подачи масла высокого давления к подшипникам и конструкцией подшипников, количеством и расположением камер подвода масла высокого давления на расточке подшипников.

Известны две схемы подвода масла высокого давления: индивидуальная и централизованная.

В индивидуальной схеме каждый подшипник снабжается насосом высокого давления с приводом, располагаемым непосредственно на опоре подшипника, благодаря чему в этой схеме нет внешних маслопроводов. Масло к насосам высокого давле-

ния подается насосами системы смазки, что является недостатком схемы

Насосы и электродвигатели, установленные на опорах, находясь в неподвижном состоянии и подвергаясь вибрации в течение всего времени работы турбины.

В этих условиях их подшипники могут получить повреждения от фреттинга и точек контакта элементов качения с беговыми дорожками, что в конечном итоге приведет к выходу из строя насосного агрегата. Это обстоятельство является недостатком индивидуальной схемы.

В централизованной схеме масло высокого давления подается во все подшипники турбоагрегата одним или несколькими параллельно работающими насосами, располагаемыми вблизи бака системы смазки. Весающие маслопроводы насосов высокого давления присоединяются непосредственно к баку. Единственным недостатком централизованной схемы является наличие внешних маслопроводов высокого давления от насосов к опорам подшипников турбоагрегата. В то же время централизованная система имеет следующие преимущества по сравнению со схемой индивидуального подвода масла высокого давления.

1. Независимая работа от системы смазки турбоагрегата. Это обстоятельство облегчает проведение ремонтных и монтажных работ.

2. Удобство обслуживания, ремонта и замены насосов высокого давления.

3. Простота резервирования путем установки резервного насоса.

В радиальных подшипниках обычного типа возможны два варианта расположения камер подвода масла высокого давления: нижнее и боковое (камеры располагаются под углом 30° относительно вертикальной оси подшипника).

При нижнем расположении камер подъем шейки начинается при нулевом зазоре между шейкой и расточкой вкладыша, поэтому для отрыва шейки давление масла должно быть существенно выше давления, соответствующего подъему шейки до требуемой толщины масляной пленки (0,04–0,06 мм).

Нижнее расположение камер характеризуется малым расходом масла и высоким расчетным давлением для отрыва шейки от подшипника

При боковом расположении камер подъем шейки начинается при наличии зазора между камерами и шейкой, определяемого разностью диаметров расточки вкладыша и шейки. Давление, необходимое для отрыва шейки от подшипника, незначительно превышает давление, соответствующее подъему шейки на 0,04–0,06 мм. Боковое расположение камер обеспечивает центрирование шейки в расточке подшипника, характеризуется умеренным давлением отрыва (в несколько раз меньшим, чем при нижнем расположении камер). В то же время расход масла на гидроподъем при боковом расположении камер превышает расход масла на гидроподъем при нижнем расположении камер.

Существенное влияние на параметры системы гидроподъема оказывают конструкция сегментного подшипника, количество и расположение камер подвода масла в сегментах

В подшипнике с двумя несущими сегментами, опоры которых расположены под углом 40° к вертикальной оси, центрирование шейки лучше, требуемое давление гидроподъема в 1,5 раза меньше, чем в подшипнике с направлением нагрузки на один сегмент (при одинаковых нагрузках и расположении камер).

Выполнение двух и четырех камер, отстоящих на некотором расстоянии от оси опоры сегмента, снижает расчетное давление отрыва по сравнению с одной камерой, расположенной по оси опоры, соответственно в 2 и 3 раза (при равных размерах сегментов и нагрузке)

При любом количестве и расположении сегментов и камер расчетный расход масла на гидроподъем в сег-

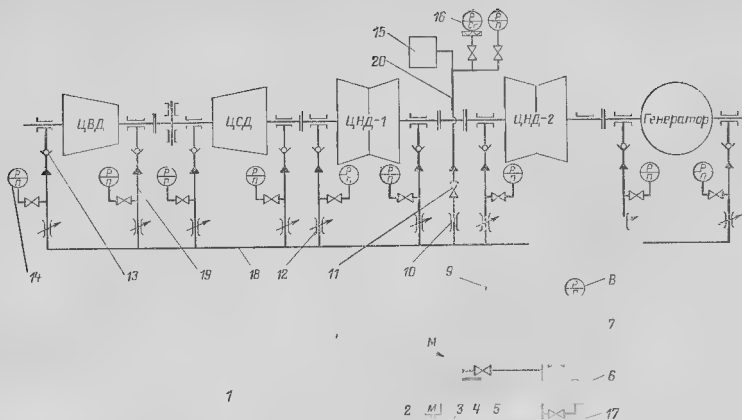


Рис. 14.4. Схема гидростатического подъема роторов:

1 — бак системы смазки; 2, 5 — насосы; 3 — насосы; 4 — обратные клапаны насосов; 6 — манометр электрический дистанционный; 7 — реле давления; 8, 14 — манометры показывающие; 9 — предохранительные клапаны; 10 — дроссель; 11 — вентили; 12 — вентили регулирующие; 13 — обратные клапаны подшипника; 15 — валоповоротное устройство; 16 — маслопровод насосов; 18 — коллектор системы; 19 — подвод масла к подшипникам; 20 — подвод масла к валоповоротному устройству

ментом подшипника меньше расхода масла на гидродъем в подшипнике обычного типа.

В турбине К-500-240-2 применена централизованная система гидродъема, подшипники обычного типа с боковыми камерами, сегментные подшипники с двумя несущими сегментами. В каждом несущем сегменте выполняются по четыре камеры подвода масла высокого давления.

На рис. 14.4 представлена принципиальная схема гидростатического подъема роторов турбины К-500-240-2.

Схема включает подвод масла высокого давления к подшипникам генератора. К подшипникам возбуждения масло высокого давления не подводится. Насосная установка состоит из радиально-поршневого насоса НРР-450 и асинхронного электродвигателя мощностью 75 кВт, с частотой вращения 19 с⁻¹. Номинальная подача насоса 400 л/мин, номинальное давление — 10,2 МПа (100 кгс/см²). Насос и электродвигатель монтируются на сварной опоре и соединяются посредством втулочно-пальцевой муфты.

В опоре под насосом расположен бак для утички из насоса. Из бака специальным инжектором масло откачивается в приемный отсек маслобака. Сливное масло к инжектору подводится из линии нагнетания насоса через диафрагму и вентиль регулирующий. Выключение насосов гидродъема при пуске и включение их при останове турбоагрегата производится при частоте вращения роторов 20—30 с⁻¹.

Насосы могут работать в широком диапазоне температуры масла. Вбрасывающий маслопровод насосов присоединен непосредственно к чистому отсеку бака системы смазки 1, поэтому и насосы гидродъема получают масло, нагретое в подшипниках турбоагрегата. Температура масла зависит от режима работы

турбоагрегата. При пуске турбоагрегата температура масла в баке не превышает 40 °С. При останове турбоагрегата и нормальной работе системы охлаждения масла включение насосов гидродъема производится через 5—6 мин после начала выбега. По мере снижения частоты вращения роторов потери в подшипниках турбоагрегата уменьшаются, снижается нагрев масла в подшипниках. К моменту включения насосов гидродъема температура масла в баке снижается с 50—52 до 43—45 °С.

Если же останов турбоагрегата связан с потерей собственных нужд или с отказом системы маслонабжения, выбег осуществляется без циркуляции масла в системе и без охлаждения его в маслоохладителях. В этом случае включение насоса гидродъема (при восстановлении собственных нужд) произойдет при температуре масла 50—52 °С.

Система гидродъема рассчитывается на работу при температуре масла 50 °С, настройка ее должна производиться при температуре масла 40—45 °С. Расположение насосов ниже маслобака обеспечивает автономную работу системы гидродъема при любом изменении уровня масла в баке.

В системе установлены две взаимозаменяемые насосные установки 3 — одна находится в работе, вторая — резервная, включается в случае отключения рабочего насоса.

На всасывающих и напорных маслопроводах насосов установлены задвижки 2 и 5 для отключения насосов при ремонте. Обратные клапаны 4 предназначены для предотвращения поступления масла высокого давления в насос, находящийся в резерве.

Насос НРР-450 для защиты от перегрузок оборудован предохранительным клапаном. Для защиты системы от чрезмерного повышения давления в схеме предусмотрена установка на напорном маслопроводе 17 двух предохранительных клапанов 9. Манометры 8 предназначены для контроля давления при на-

стройке предохранительных клапанов и реле давления 7. Показывающий прибор манометра электрического 6 устанавливается на блочном щите управления и обеспечивает дистанционный контроль давления в системе гидроподъема.

Реле давления 7 подает сигнал на автоматическое включение резервного насоса при падении давления в системе гидроподъема до 4,5 МПа (46 кгс/см²).

К подшипникам турбоагрегата масло высокого давления подводится трубами 19, присоединяемыми к вентилю 12. Перед каждым подшипником устанавливается вентиль регулирующий 12, манометр 14 и обратные клапаны 13.

Вентили регулирующие привариваются к коллектору 18. Вентилем производится регулировка давления для всплытия шеек в подшипниках на 0,04—0,06 мм. Контроль всплытия должен производиться при настройке системы гидроподъема стрелочным индикатором, устанавливаемым на шейку или вблизи нее.

Обратные клапаны предназначены для предотвращения утечки масла из несущей масляной пленки при работе подшипника в режиме гидродинамической смазки.

В сегментных подшипниках обратные клапаны устанавливаются в каждом несущем сегменте нижней половины, что предохраняет подшипник от повреждения при обрыве трубки гидроподъема.

Из системы гидроподъема трубой 20 масло подводится к валоповоротному устройству 15 турбины. Дроссель 10 ограничивает расход масла к ВПУ. Посредством вентилей 11 устанавливается давление перед ВПУ 0,06–0,08 МПа (0,615—0,815 кгс/см²). При падении давления масла перед ВПУ до 0,04 МПа (0,407 кгс/см²) реле давления 16 дает сигнал на отключение электродвигателя ВПУ.

После полной сборки система гидроподъема испытывается давлением 11,0 МПа (112 кгс/см²) поочередно обоими насосами.

Предохранительные клапаны системы и насосов при гидроспытании настраиваются на предельное давление 11,0 МПа (112 кгс/см²).

После гидроспытания предохранительные клапаны системы настраиваются на давление 6,5–7,0 МПа (66,3–73,5 кгс/см²), предохранительные клапаны насосов — на 8,0 МПа (81,7 кгс/см²).

Глава пятнадцатая

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

15.1. ДРЕНАЖНО-ПРОДУВочная СИСТЕМА

Маневренность турбоустановки в пусковых режимах, как правило, ограничивается термическими напряжениями в наиболее металлоемких узлах: главных паропроводах, блоках клапанов свежего и вторичного пара, корпусах цилиндров высокого и среднего давления и роторах. Оперативный и эффективный прогрев наиболее остывших узлов характеризует качество пусковой схемы и определяет в значительной мере темп нагружения и надежность турбоагрегата, а также энергетические затраты на пуск блока.

Решение этих задач в значительной мере зависит от организации схемы дренирования и прогрева трубопроводов и узлов турбоагрегата, которая является элементом пусковой схемы блока.

Дренажно-продувочная система турбоустановки К-500-240-2 (см. рис. 3.2) разработана [40] на основе опыта длительной эксплуатации блоков СКД мощностью 300 МВт.

В результате анализа режимов пуска турбоустановок и исследования условий работы схемы дренажей выявлялся целесообразность функционального разделения вспомогательных трубопроводов на две группы, одна из которых состоит из чисто дренажных линий, предназначенных только для удаления воды из трубопроводов и узлов, а вторая — из продувочных линий, в функции которых входит

не только дренирование, но и прогрев элементов турбоустановки за счет пропуска определенного количества греющего пара.

Чисто дренажные линии тем не менее в реальных условиях эксплуатации после обезвоживания соответствующего узла сбрасывают и паровую среду. Для ограничения неконтролируемого расхода пара через дренажные трубопроводы на них устанавливаются шайбы. Поскольку продувочные линии обеспечивают прогрев толстостенных элементов турбоустановки, их диаметр выбран с таким расчетом, чтобы пропустить необходимый для оперативного прогрева металла расход греющего пара.

Турбоустановка К-500-240-2 имеет следующие продувочные линии: главных паропроводов до ГПЗ; главных паропроводов после ГПЗ; пароприемных камер стопорных клапанов высокого давления; патрубков между стопорными и регулирующими клапанами высокого давления; перепускных паропроводов ЦВД; корпусов блоков клапанов промперегрева.

Продувочные линии паропроводов и узлов свежего пара выполнены диаметром 40 мм, а блоков клапанов промперегрева — 50 мм.

Учитывая необходимость пропуска через продувки значительных расходов дренажа и греющего пара высокого потенциала, в особом состоянии при пусках турбины из неостывшего состояния, сброс среды из этих линий в кон-

денсаторы осуществляется через промежуточные устройства, в которых происходит охлаждение и гашение энергии сбрасываемого пара на горячей воды.

Среда из продувочных линий главных паропроводов до ГПЗ сбрасывается в трубопровод обеспаривания промперегрева перед парохладителем.

В специальный продувочный коллектор $D_y 250$, снабженный парохладителем и связанный с нижней частью конденсатора, сбрасывается среда из продувок главных паропроводов после ГПЗ, пароприемных камер стопорных клапанов и перепускных паропроводов ЦВД. На общем коллекторе $D_y 100$ продувок перепускных паропроводов ЦВД после секционной задвижки установлен обратный клапан, предназначенный для предотвращения обратного потока среды в эти паропроводы в случае возникновения подпора давления в продувочном коллекторе. Последнее возможно в начальный момент пуска турбоагрегата из-за сброса значительного расхода пара через продувки, врезанные в продувочный коллектор. Возможность такого явления, особенно в случае неисправности обратного клапана, усложняет технологию пусковых операций и требует повышенного внимания персонала при дренировании и прогреве перепускных паропроводов, четкого соблюдения последовательности операций в соответствии с эксплуатационной инструкцией.

Между перепускными паропроводами выполнены постоянные продувки $D_y 20$, которые предназначены для прогрева тупиковых участков паропроводов при эксплуатации турбины на частичных нагрузках с закрытой одной-двумя группами клапанов.

Дренирование и прогрев патрубков между стопорными и регулирующими клапанами ЦВД осуществляется продувками $D_y 20$, объединенными в трубопровод $D_y 40$, присоединенный к расширительно дренажей РБ-9. В этот же расширитель включены продувки $D_y 50$ блоков клапанов промперегрева.

Остальные трубопроводы, выполняющие функции чисто дренажных, объединены по сходству параметров в коллекторы дренажей: высокого давления для дренажей трубопроводов холодного и горячего промперегрева в пределах машинного зала и дренажей трубопроводов I и II отборов;

среднего давления для дренажей трубопроводов II, IV, V, VI отборов;

низкого давления для дренажей VII и VIII отборов;

трубопроводов системы концевых уплотнений;

трубопроводов системы обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД

Кроме этих коллекторов, включенных в расширительный бак штуцерами $D_y 100$ и $D_y 150$, предусмотрена возможность врезки в бак РБ-9 дополнительного коллектора $D_y 100$ дренажей трубопроводов холодного и горячего промперегрева в пределах котла.

Индивидуальными штуцерами включены в бак РБ-9 дренажи внутреннего и наружного корпусов ЦВД, перепускных трубопроводов ЦСД и продувки патрубков между стопорными и регулирующими клапанами высокого давления. Такое решение исключает возможность появления подпора давления в коллекторах дренажей из-за сброса высокотемпературной среды из перечисленных выше линий.

В эксплуатационной практике блоков СКД неоднократно имели место случаи неудовлетворительного дренирования системы промперегрева, особенно в зоне котла, сопровождающиеся гидравлическими ударами в начальный период прогрева и захлаживанием горячих участков паропроводов. Эти недостатки связаны с неправильной схемой дренирования трубопроводов промперегрева, которое на ряде блоков осуществлялось в атмосферные баки. Появление глубокого вакуума в системе промперегрева перед пуском блока делало невозможным дренирование трубопроводов в атмосферные баки, а в некоторых случаях вызывало подсос воды в трубопроводы. Эти явления особенно характерны для моноблоков с одноступенчатым байпасированием турбины, где в системе промперегрева отсутствует арматура и длительное время в период подготовки к пуску имеет место глубокое разрежение.

В связи с этим обязательным условием надежности дренирования и прогрева системы промежуточного перегрева пара является врезка всех без исключения дренажей, включая дренажи коллекторов промперегревателя котла, в РБ-9.

При компоновке арматуры на дренажных и продувочных линиях трубопроводов и узлов с рабочим давлением выше 3 МПа (30,6 кгс/см²) необходимо иметь в виду, что первый по ходу среды запорный вентиль должен устанавливаться непосредственно у дренлируемого узла для исключения значительного тупикового участка, в котором может скапливаться влага. Это необходимо для предотвращения резкого расхолаживания соответствующего узла при сбросе нагрузки либо быстрым разгрузке блока в результате падения давления пара и испарения части воды, находящейся над запорным вентилем дренажа.

Описанное выше расположение первого по ходу среды запорного вентиля дренажа или продувки несколько усложняет обслуживание системы при пусках и остановах блока, однако существенно повышает надежность толстостенных узлов и трубопроводов. В некоторых случаях, если это позволяет компоновка и температурный режим, целесообразна установка электропривода на арматуре, находящейся в непосредственной близости от дренлируемого узла.

При проектировании дренажно-продувочной системы не представляется возможным предусмотреть все необходимые для нормальной эксплуатации дренажные линии применительно к каждой конкретной турбоустановке. В связи с этим в условиях электростанции часто возникает необходимость врезки дополнительных дренажей различного потенциала в бак РБ-9. В таких случаях следует тщательно проанализировать режимы работы дополнительного дренажа с точки зрения возможности создания подпора давления в каком-либо коллекторе дренажей либо в самом баке РБ-9. Совершенно недопустима врезка дополнительных дренажей в коллекторы дренажей среднего и низкого давления.

Включение в бак РБ-9 дополнительных дренажных линий целесообразно лишь в случаях, если врезка их в атмосферные баки повлечет ухудшение вакуумной плотности турбоустановки либо приведет к невозможности надежного удаления влаги из соответствующего узла или трубопровода. В остальных случаях целесообразно включение таких дренажей в бак низких точек либо другой атмосферный бак блока.

В дренажно-продувочной системе турбоустановки максимально использованы возможности самодренирования корпусов и трубопроводов. Таким способом обеспечено удаление влаги из камер III и IV отборов ЦСД, из ресиверов ЦНД, из трубопроводов IX отбора и т. д., что позволило отказаться от излишней арматуры, упростить схему и обслуживание турбины при пусках.

Проектные решения, реализованные при создании компоновки турбоустановки, дренажно-продувочной системы, широкое применение электропривода и использование самодренирования позволили в значительной мере упростить и механизировать наиболее трудоемкие технологические операции при пусках блока и создали предпосылки для автоматизации обслуживания дренажно-продувочной системы в рамках комплекса пусковых регуляторов, действующего на новейших блоках.

15.2. СИСТЕМА ОБОГРЕВА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЦВД И ЦСД

Система обогрева фланцевых соединений [26, 27] предназначена для повышения надежности турбины в режимах пуска из различных тепловых состояний и в режимах останова с принудительным расхолаживанием. В этих режимах система значительно улучшает термонапряженное состояние корпусов ЦВД и ЦСД, обеспечивая интенсификацию теплообмена между паром и массивными фланцевыми соединениями, способствует выравниванию среднемассовых температур роторов и корпусов в переходных режимах. Функционально система обогрева фланцевых соединений является элементом пусковой схемы блока.

Устройство и схема трубопроводов обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД представлены на рис. 15.1 и 15.2.

Греющий пар отбирается из полостей между внутренним и наружным корпусами соответствующего цилиндра с помощью патрубков D_{50} мм, расположенных в передних торцевых стенках ЦВД и ЦСД, и че-

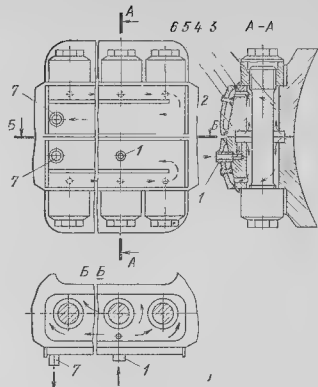


Рис. 15.1. Устройство обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД:

1 — патрубок подвода греющего пара из полости между внутренним и наружным цилиндрами; 2 — обжимка горизонтального разъема; 3 — кольцевой зазор между шпильками и расточкой по фланцу; 4 — радиальное сечение между кольцевым зазором и полостью под коробом; 5 — короб наружного обогрева фланца; 6 — перегородка, образующая двухходовой поток пара под коробом; 7 — патрубки отвода отработавшего пара в отбор низкого давления

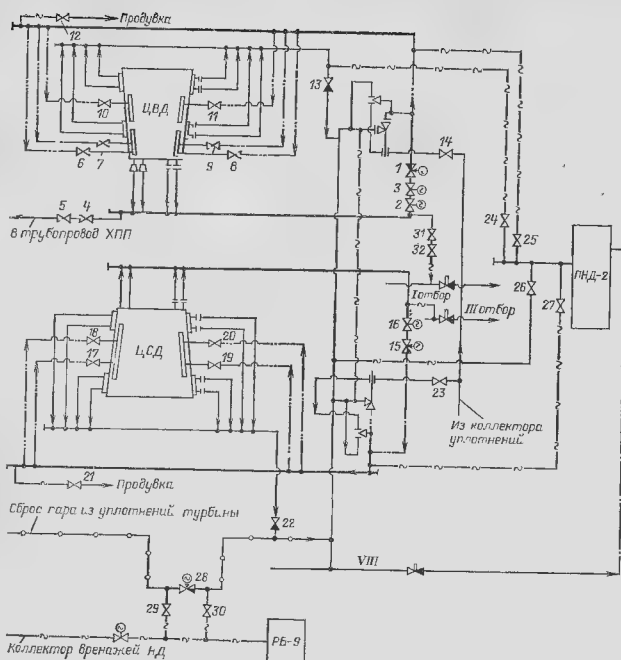
рез запорную арматуру и регулирующие клапаны подается в раздаточные коллекторы. Из этих коллекторов пар поступает в специальные продольные полости (обжимки) фланцев горизонтального разъема цилиндров. Растекаясь по обжимкам, пар попадает в кольцевые зазоры между расточками во фланцах и шпильками, после чего через отверстия $\varnothing 20$ мм в периферийных частях фланцев отводится в короба наружного обогрева, образованные листовыми обечайками, приваренными к фланцам по всей длине цилиндра. Сброс отработавшего пара осуществляется в паропровод VIII отбора до обратного клапана. На сбросных трубопроводах установлены обратные клапаны. На трубопроводах, подводящих греющий пар в обжимки ЦВД и ЦСД, установлены запорные вентили, предназначенные для предотвращения заброса воды или влажного пара в полости фланцевых соединений в начальный период прогрева трубопроводов системы обогрева при пуске турбины из нестойкого состояния (при пуске из холодного состояния эти вентили открываются заранее, до подачи пара в турбину). Прогрев всей системы трубопроводов в этом случае осуществляется через продувочные трубопроводы $\varnothing 32$ мм.

Для предотвращения недопустимого повышения давления в системе и разрушения коробов наружного обогрева фланцев на раздаточных коллекторах установлены предохранительные клапаны, выхлоп которых направлен также в VIII отбор. Отсутствие благодаря этому связи системы обогрева с атмосферой, а также уплотнение штоклов предохранительных клапанов паром из коллектора подачи пара на кольцевые уплотнения турбины позволили избежать ухудшения вакуумной плотности конденсационной системы и связанной с этим потери экономичности.

Для интенсификации теплообмена в полости между внутренним и наружным корпусами ЦВД и уменьшения относительного удлинения ротора при пусках из холодного и нестойкого состояний предусмотрена линия $\varnothing 70$ мм сброса пара из межкорпусного пространства

Рис. 15.2. Схема обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД:

1 — клапан регулятора давления пара в системе обогрева ЦВД; 2, 3 — запорная арматура на линии отбора греющего пара на межкорпусного проставки ЦВД; 4, 5 — запорная арматура на линии отвода пара на межкорпусного проставки ЦВД в холодный промерзев; 6—11 — запорная арматура на подводах греющего пара в обмотках горизонтального разъемы ЦВД; 12 — продувка раздельного коллектора греющего пара ЦВД; 13 — обратный клапан на трубопроводе сброса отработавшего пара из системы обогрева ЦВД в VIII отбор; 14 — подвод запаривающего пара к штоку предохранительного клапана системы обогрева ЦВД; 15, 16 — регулирующий клапан и запорный вентиль системы обогрева ЦСД; 17—20 — запорная арматура на подводах греющего пара в обмотки горизонтального разъемы ЦСД; 21 — продувка раздельного коллектора греющего пара ЦСД; 22 — обратный клапан на сбросе отработавшего пара из системы обогрева ЦСД в VIII отбор; 23 — подвод запаривающего пара к штоку предохранительного клапана системы обогрева ЦСД; 24, 25 — дренажи подводящего и раздельного коллекторов обогрева ЦВД; 26, 27 — дренажи сбросных трубопроводов из системы обогрева ЦВД и ЦСД; 28 — регулирующая арматура на вакуумном коллекторе уплотнений; 29, 30 — дренажи вакуумного коллектора уплотнений; 31, 32 — запорные вентили продувки подводящего коллектора обогрева ЦВД



в трубопровод холодного промерзевания. Дренажирование трубопроводов системы обогрева осуществляется через специальный коллектор в ПНД-2

Длительный опыт эксплуатации и исследования описанных устройств и схемы обогрева фланцевых соединений на турбоагрегатах К-300-240 и К-500-240 показали высокую эффективность их использования при пусках из холодного и неостывшего состояний [43]. Благодаря применению системы обогрева практически сняты ограничения темпа пуска и нагружения блока по термонапряженному состоянию высокотемпературных узлов турбоагрегата и относительно удлинение роторов ЦВД и ЦСД. Значительный эффект дает также использование системы для форсированного расхолаживания турбины воздухом или паром при выводе в ремонт. Расхолаживание остановленной турбины воздухом осуществляется путем циркуляции воздуха через корпус ЦВД и ЦСД и систему обогрева фланцевых соединений аналогично процессу циркуляции греющего пара при пусках тур-

бины. Воздух в корпуса турбины подается через специально открытые для этой цели предохранительные клапаны системы промерзевания и трубопроводов свежего пара. Циркуляция охлаждающего воздуха обеспечивается при этом путем включения конденсационной установки и создания в конденсаторах некоторого разрежения.

На рис. 15.3 приведены расходные характеристики системы обогрева, которые показывают, что высокая скорость пуска и нагружения турбины обеспечивается при минимальных энергетических потерях.

В то же время недостатком системы обогрева является наличие коробов наружного обогрева фланцев, что ограничивает возможность повышения давления греющего пара и значительно усложняет схему трубопроводов из-за установки предохранительных клапанов, срабатывающих при росте давления в системе сверх 0,5 МПа (5,1 кгс/см²).

На турбоагрегатах К-300-240 широкое применение нашла модификация устройства обо-

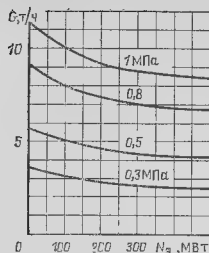


Рис. 153. Расход пара на обогрев фланцевых соединений ЦВД и ЦСД в зависимости от электрической нагрузки и давления пара в системе обогрева

грева, в конструкции которых отсутствуют короба наружного обогрева фланцев. Пар, выходящий из отверстий в периферийной части фланцев, поступает непосредственно в сбросные коллекторы, откуда направляется в трубопровод VIII отбора. Испытания устройства обогрева без коробов показали его высокую эффективность благодаря возможности значительного повышения давления греющего пара до 1 МПа ($10,2 \text{ кгс/см}^2$), что позволило интенсифицировать теплообмен в полостях фланцевых соединений при увеличенных вдвое давлении и расходе греющего пара по сравнению с устройством, снабженным коробами.

Устройство обогрева, описанное выше, хотя и обладает более высокой надежностью, чем устройство с коробами наружного обогрева фланцев, тем не менее отличается столь же разветвленной схемой трубопроводов и достаточно сложно в эксплуатации. Недостатком системы является и значительная трудоемкость монтажа и демонтажа трубопроводов при ремонтах турбины.

Модификация устройства обогрева, применяемая на турбоагрегатах К-500-240-2, по-прежнему сохраняет главный признак систем обогрева, который заключается в прогреве фланцевого соединения через обзники горизонтального разъема.

Греющий пар из межкорпусных пространств ЦВД и ЦСД подается, как и в первых двух модификациях, в центральную часть обзника горизонтального разъема наружных корпусов. В сбросной трубопровод отработавший пар отводится из периферийных частей обзника после того, как пар отдал часть своей теплоты в горизонтальных и вертикальных полостях фланцевых соединений.

В данной конструкции прогрев верхних половин фланцев и соответствующих частей шпилек осуществляется за счет естественной конвекции греющего пара в вертикальных зазорах между расточками во фланцах и на-

ружной поверхностью шпилек. Прогрев нижних половин фланцев и шпилек осуществляется прежде всего благодаря принудительному расходу греющего пара через вертикальные зазоры и сверления в периферийных частях фланцев нижних половин ЦВД и ЦСД, что исключает застойные зоны и возможность скопления воды в зазорах.

Важнейшим достоинством последней системы является отсутствие предохранительных клапанов и запорной арматуры на сбросных линиях, поскольку выбранные сечения отверстий подвода и отвода греющего пара, а также трубопроводов обеспечивают допустимое давление греющего пара в обзниках во всех эксплуатационных режимах, а также в случае ошибочного открытия подвода греющего пара в обзники при максимальной нагрузке турбины.

Исключение регулирующей арматуры на линиях подвода греющего пара в обзники стало возможным в результате реализации принципа саморегулирования процесса прогрева фланцев совместно со шпильками и благодаря правильному выбору источника греющего пара. Отбор греющего пара из полостей между внутренним и наружным корпусами ЦВД и ЦСД обеспечивает отсутствие значительных температурных разностей по всей массе фланцевого соединения, включая шпильки. Это обусловлено соответствием параметров пара, омывающего внутреннюю поверхность наружного цилиндра, и пара, используемого в системе обогрева.

Подвод греющего пара в обзники осуществляется из трубопроводов верхней половины цилиндра через сверление во фланце той же половины, а отвод отработавшего пара в сбросной трубопровод — через сверления в нижних половинках фланцев. Этим обеспечивается простота монтажно-демонтажных операций при ремонте турбоагрегата, так как отпадает необходимость резки и сварки трубопроводов при вскрытии цилиндров либо выполнении фланцевых соединений трубопроводов. Благодаря этому сьем верхних половин цилиндров производится совместно с трубопроводами и арматурой отбора греющего пара и подвода его в обзники.

Сброс греющего пара из устройств обогрева ЦВД и ЦСД осуществляется отдельными линиями в трубопроводы VIII и VI отборов соответственно до обратных клапанов.

Патрубки $D_y 50$ мм отбора греющего пара в нижних половинках цилиндров не связаны с системой обогрева фланцев и шпилек и предназначены для интенсификации процесса теплообмена в межкорпусных пространствах цилиндров за счет существенного увеличения расхода пара, направляемого на сброс в трубопровод холодного промпарегрева из ЦВД и в VI отбор — из ЦСД.

Описанное устройство и схема обогрева фланцевых соединений просты и надежны в эксплуатации, ремонте и не требуют применения средств автоматки.

15.3. СХЕМА ВОДОСНАБЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАЮЩИХ ПАРООХЛАДИТЕЛЕЙ

Надежность и экономичность турбоустановки в значительной мере зависят от работы сбросных и приемных устройств, обеспечивающих переходные режимы эксплуатации блока. Часть этих устройств снабжена впрыскивающими парохладителями для снижения температуры пара (рис. 15.4). В число таких

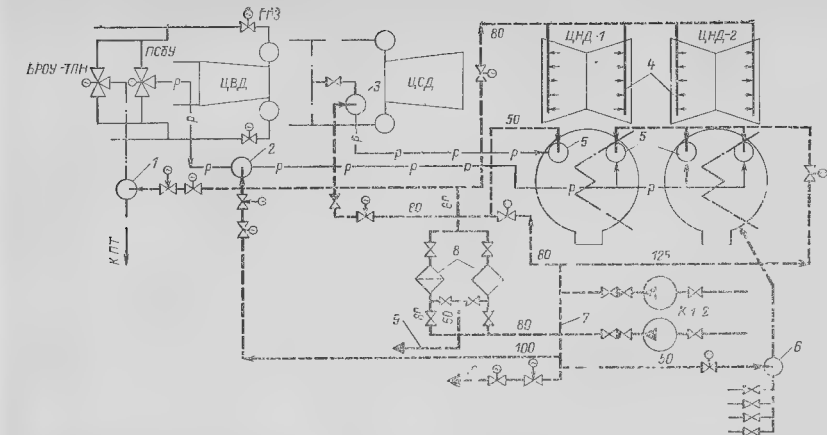


Рис. 154. Схема водоснабжения впрыскивающих парохладителей:

1 — парохладитель БРОУ-ТПН; 2 — парохладитель ПС6У; 3 — парохладитель линии прогрева и обеспаривания ГПП; 4 — охлаждение выхлопных патрубков ЦНД; 5 — приемные устройства конденсаторов с парохладителями; 6 — парохладитель продувочного коллектора; 7 — напорный коллектор КН-2; 8 — механические фильтры охлаждающего конденсата; 9 — промывочная линия (в сбросной канал); 10 — трубопровод основного конденсата на ЦНД. Остальные обозначения см. список сокращений

устройств входят ПС6У, БРОУ-ТПН, узел прогрева и обеспаривания промперегрева, охлаждение выхлопных патрубков ЦНД на холостом ходу и продувочный коллектор.

Охлаждающий конденсат на все парохладители турбоустановки подается из напорного коллектора конденсатных насосов второй ступени. При этом наиболее высокопотенциальные потоки пара, сбрасываемого в конденсаторы из паропроводов свежего пара через ПС6У и из паропроводов горячего промперегрева, требуют двухступенчатого охлаждения. Первая ступень непосредственно у сбросного органа, вторая — перед входом в приемные устройства конденсаторов.

К парохладителям БРОУ-ТПН и системы охлаждения выхлопных патрубков ЦНД предъявляются повышенные требования в части дисперсности распыла конденсата, что определяет малый размер отверстий сопел впрысков. Во избежание засорения этих отверстий механическими примесями, содержащимися в охлаждающем конденсате, последний подается к указанным парохладителям через два специальных фильтра, обеспечивающих высокую степень очистки конденсата.

Необходимый расход в систему охлаждения выхлопных патрубков ЦНД и в парохладитель БРОУ-ТПН обеспечивается работой одного фильтра, второй находится в резерве. Схема включения позволяет осуществлять промывку фильтров обратным потоком конденсата как при работающей, так и при остановленной турбине. Подвод охлаждающего конденсата к остальным парохладителям осуществляется без доп. линии от очистки.

Работа системы водоснабжения полностью автоматизирована по командам, определяющимся режимом работы блока.

Подвод конденсата на впрыск в продувочный коллектор осуществляется дистанционно.

Особенностью схемы является отсутствие регулирующих органов на подводах конденсата в парохладители приемных устройств конденсаторов. Пропускная способность водяных сопел этих парохладителей выбрана из условия максимального расхода пара, сбрасываемого в приемные устройства конденсаторов, и не требует регулирования благодаря самодризируемой конструкции этих устройств.

Первичный и вторичный впрыски после сбросного клапана обеспечиваются конденсатом с помощью одной запорной арматуры.

Вторичный впрыск в парохладители приемных устройств после ПС6У обслуживается отдельной задвижкой, так как эти устройства принимают пар не только после ПС6У, но и из растопочного расширителя котла.

Описанное построение схемы водоснабжения впрыскивающих парохладителей и автоматика ее работы обеспечивают надежность приемных устройств и способствуют сохранению высокой вакуумной плотности конденсационной системы в процессе длительной эксплуатации.

15.4. СХЕМА ВОДОСНАБЖЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ ОТБОРОВ

Обратные клапаны устанавливаются на всех регенеративных отборах, кроме отбора на ПВД-8 и ПНД-1, в непосредственной бли-

зости к турбине для предотвращения разгона роторов при полном сбросе нагрузки обратным потоком пара, аккумулярованным в аппаратах и трубопроводах системы регенерации, а также для исключения заброса воды либо влажного пара в проточную часть. Клапаны закрываются обратным потоком пара и снабжены сервомоторами для принудительной посадки тарелок под воздействием штоков сервомоторов. Принудительное закрытие клапанов необходимо для повышения надежности защиты турбины при полных сбросах нагрузки, так как при работе блока под нагрузкой клапан длительное время находится в открытом положении. Закрытие клапана только под воздействием обратного потока пара может не произойти из-за механических заеданий или неисправностей тарелки клапана.

На рис. 15.5 представлена схема питания сервомоторов обратных клапанов отборов турбоустановки К-500-240-2.

Из напорного коллектора конденсатных насосов в случае разрыва системы защиты конденсат поступает через раздаточный коллектор, фильтры и соленоидные клапаны в надпоршневое пространство сервомоторов КОС и обеспечивает принудительное закрытие клапанов.

При нормальной эксплуатации для обеспечения заполнения конденсатом надпоршневого пространства и обеспечения небольшого расхода через демисферные отверстия поршней сервомоторов предусмотрен обвод соленоидных клапанов с шайбой, диаметр которой рассчитан таким образом, чтобы давление в сервомоторах несколько превышало атмосферное.

В качестве соленоидных клапанов в схемах водоснабжения сервомоторов КОС используются серийные кла-

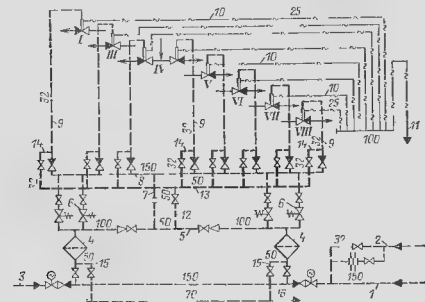


Рис. 15.5. Схема водоснабжения сервомоторов обратных клапанов отборов:

1 — подвод конденсата после ПНД 5; 2 — подвод конденсата после КН-2; 3 — подвод конденсата после насосов бэка зависного конденсата; 4 — водные фильтры Д 100; 5 — напорный коллектор; 6 — клапаны импульсные соленоидные; 7 — постоянная подпитка сервомоторов КОС; 8 — коллектор питания сервомоторов; 9 — подводы конденсата к сервомоторам КОС; 10, 11 — сброс постоянной подпитки в бак низких точек; 12 — подвод конденсата для опробования КОС под нагрузкой; 13 — коллектор для опробования КОС; 14 — индивидуальные линии подвода конденсата для опробования КОС под нагрузкой; 15 — линии промывки фильтров обратным током; 16 — сброс промывочной воды в бак низких точек. Римскими цифрами обозначены номера регенеративных отборов

паны, обеспечивающие нормальную работу при пара метрах конденсата 1,6 МПа (16,3 кгс/см²) и 70 °С.

Источником питания сервомоторов КОС является конденсат после КН-1 либо после КН-2, однако в последнем случае необходима установка предохранительного клапана для предотвращения повышения давления в системе водоснабжения свыше 1,6 МПа (16,3 кгс/см²).

Особенностью схемы является возможность индивидуального расхаживания каждого обратного клапана при эксплуатации турбины под нагрузкой с помощью специального устройства [8]. Для этой цели схема снабжена дополнительным коллектором подвода конденсата Ø 50 мм с индивидуальной арматурой перед каждым сервомотором. На трубопроводах подачи конденсата к сервомоторам из основного раздаточного коллектора установлены обратные клапаны. Поочередное расхаживание КОС при нормальной эксплуатации блока осуществляется закрытием задвижки на подводе пара в регенеративный подогреватель и открытием вентилей подачи конденсата из дополнительного коллектора к сервомотору соответствующего обратного клапана.

Внедрение описанной схемы позволило отказать от периодических глубоких разгрузок блока для расхаживания КОС, которые практикуются на блоках, где такая схема отсутствует.

15.5. БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩАЯ РЕДУКЦИОННО-ОХЛАДИТЕЛЬНАЯ УСТАНОВКА ПРИВОДНЫХ ТУРБИН И ПУСКООБСЛУЖИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО

Быстродействующая редукционно-охладительная установка приводных турбин питательных насосов предназначена для обеспечения питания приводных турбин при нагрузках блока ниже 30% номинальной, при пусках блока после кратковременного простоя, а также после сброса нагрузки. Производительность БРОУ-ТПН составляет 80 т/ч при давлении свежего пара 15,7 МПа (160 кгс/см²).

Быстродействующие электроприводы паровых и водяных клапанов БРОУ-ТПН обеспечивают немедленную подачу редукцированного свежего пара в приводные турбины при падении давления пара в IV отборе главной турбины, питающей приводные турбины в нормальных режимах эксплуатации, до 0,33 МПа (3,4 кгс/см²).

Редукцированный пар после БРОУ-ТПН поступает в коллектор Ø 450 мм приводных турбин через нормально открытую при работе задвижку. На трубопроводе редукцированного пара для предотвращения недопустимого повышения давления установлен предохранительный клапан.

Диапазон регулирования заданных параметров пара перед приводными турбинами составляет 0,2–0,6 МПа (2–6 кгс/см²) и 330–380 °С.

БРОУ-ТПН состоит из парового и водяного регулирующих клапанов и запорного вентиля впуска. Паровой клапан скальчатого типа, запорно-регулирующий, с двумя патрубками подвода свежего пара и одним патрубком отвода редуцированного пара. К выходной части клапана присоединен шумоглушитель, после которого установлен парохладитель с водяным клапаном. Охлаждающей водой служит конденсат.

Управление паровым и водяным клапанами, а также запорным вентилем впуска осуществляется с помощью электроприводов переменного тока. Кроме того, паровой клапан снабжен аварийным электроприводом постоянного тока, который закрывает клапан в случае исчезновения переменного тока.

Система регулирования давления и температуры редуцированного пара электрическая. Паровой клапан управляется регулятором давления, получающим команды от датчика давления в паровом коллекторе приводных турбин и настраиваемым на поддержание давления $(0,3 \pm 0,02 \text{ МПа})$ ($3,06 \pm 0,02 \text{ кгс/см}^2$).

Водяным клапаном управляет регулятор температуры, получающий команды от датчика, измеряющего температуру пара перед приводными турбинами, и корректирующий расход конденсата на впуск для автоматического поддержания температуры в пределах $370 \pm 10^\circ \text{C}$.

Время полного хода парового и водяного клапанов и запорного вентиля впуска одинаково и составляет около 15 с.

Паровой и водяной клапаны управляются также индивидуальными ключами дистанционного управления.

Водяной регулирующий клапан заблокирован с запорным вентилем впуска, который закрывается по команде от нижнего концевого выключателя клапана.

Автоматические защиты и блокировки БРОУ-ТПН предотвращают возможность разгона главной турбины через паропровод IV отбора и не допускают параллельной работы БРОУ-ТПН и IV отбора на паровой коллектор приводных турбин.

Пускосбросное устройство (ПСБУ) является основным элементом байпасной системы блока. ПСБУ заменено в схемах блоков ранее устанавливавшаяся быстродействующую редукционно-охладительную установку (БРОУ) с гидравлическими приводами паровых и водяных клапанов. Поскольку мно-

гочисленное быстродействие байпасной системы оказалось излишним, для привода паровых и водяных клапанов ПСБУ применены электро-двигатели с временем открытия клапанов на полный ход до 30 с.

ПСБУ установлено на перемычке $\varnothing 250 \text{ мм}$ между главными паропроводами.

ПСБУ состоит из дроссельного клапана скальчатого типа пропускной способностью по свежему пару 480 т/ч при давлении 15,7 МПа (160 кгс/см^2) (720 т/ч при давлении 23,5 МПа (240 кгс/см^2)) и 840 т/ч при 24,7 МПа (255 кгс/см^2) — давлении, при котором срабатывают предохранительные клапаны котла), шумоглушителя и парохладителя с клапаном впуска, которые обеспечивают снижение температуры редуцированного пара до $200-220^\circ \text{C}$. Уплотнения штока парового клапана ПСБУ салыникового типа.

Паровой клапан управляется регулятором давления, который в зависимости от задания может поддерживать давление свежего пара 15,7 либо 24,7 МПа (160 либо 255 кгс/см^2). Клапан впуска управляется регулятором температуры.

Давление пара в сбросном трубопроводе после ПСБУ в зависимости от расхода редуцированного пара составляет 0,6–1,0 МПа. ПСБУ обеспечивает понижение параметров сбрасываемого пара, однако уровень последних достаточно высок, чтобы без дальнейшего понижения направить пар непосредственно в конденсаторы. Поэтому перед входом в паровое пространство конденсаторов осуществляется дальнейшее организованное понижение параметров и кинетической энергии сбрасываемого пара в трех специальных приспосабливаемых устройствах, расположенных на торсических стенках переходных патрубков конденсаторов сграва.

В приемных устройствах обеспечивается ступенчатое снижение давления пара благодаря пропуску его через зазоры между кольцевыми кожухами; суммарная площадь зазоров возрастает по направлению движения пара. Впрыском охлаждающего конденсата в сопла приемных устройств температура пара на входе в паровое пространство конденсаторов снижается до величины, на $10-20^\circ \text{C}$ превышающей температуру насыщения при данном давлении в конденсаторах.

Глава шестнадцатая

ПЕРЕМЕННЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

16.1. ИЗМЕНЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ ПАРА ПО ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Выбор основных параметров турбоустановки и ее расчет производится для некоторого исходного режима, который для турбоагрегата К-500-240-2 соответствует эксплуатации с максимальной мощностью при полностью открытых клапанах и гарантийных условиях работы (см. табл. 2.2, режим 1).

Для правильной эксплуатации турбоустановки необходимо знать, как изменяются условия работы ее элементов в зависимости от режима. Общая теория этого вопроса рассматривается в [63].

В установившемся режиме массовый расход G_{ij} пара между камерами (точками проточной части) i и j зависит от давлений в этих камерах p_i и p_j и от пропускной способности соединяющей их линии.

Для оценки изменения расхода в рассматриваемом режиме по сравнению с исходным (все параметры которого отметим подстрочных индексом 0) можно пользоваться формулой

$$\frac{G_{ij}}{G_{i0}} = \sqrt{\frac{T_{i0}}{T_i}} \sqrt{\frac{P_{i0}^2 - P_{j0}^2}{P_i^2 - P_j^2}}$$

или

$$P_i = \sqrt{\frac{G_{ij}^2 T_i}{G_{i0}^2 T_{i0}}} (P_{i0}^2 - P_{j0}^2) + P_j^2, \quad (16.1)$$

где T — абсолютная температура пара.

Зависимость (16.1) известна как формула Стодола—Флюгеля и широко применяется для приближенной оценки параметров и расходов по проточной части при изменении режима работы, поскольку с точки зрения течения пара лопаточный аппарат турбины можно рассматривать как ряд последовательных сопротивлений, включенных на пути протекания пара. Необходимо отметить, что для влажного пара (в части низкого давления турбины), где T не является определяющим параметром, обычно пользуются формулой с «объемной» поправкой в виде

$$\frac{G_{ij}}{G_{i0}} = \sqrt{\frac{P_i - P_j}{P_{i0} - P_{j0}}} \sqrt{\frac{v_{i0}}{v_i}}, \quad (16.2)$$

где v — удельный объем пара.

Для более точной оценки параметров используются метод расчета с конца или различные методы, связанные с применением современной вычислительной техники.

Важно подчеркнуть, что давление в камере определяется исключительно расходом, температурой пара на последующем участке и в меньшей мере давлением в конце него и, если эти величины заданы, совершенно не зависит от того, что происходит до рассматриваемой камеры. Если же говорить о расходе, то он зависит в первую очередь от давления перед участком и в меньшей степени — от давления в конце него, причем расход изменяется почти пропорционально начальному давлению, даже если имеет место критическое истечение.

Для заданного расхода давление в любой представляющей интерес точке проточной части подсчитывается обычно исходя из рассмотрения участка от этой точки до выхода турбины. Но так как из проточной части имеются отборы и утечки пара, расчет по формуле Стодола—Флюгеля дает вполне удовлетворительные результаты только для участков, на которых расход может считаться неизменным от ступени к ступени (в крайнем случае — для одной ступени). Определение давлений проводят, начиная с последней камеры (в турбине К-500-240-2 — перед последней ступенью), расход от которой до выхода постоянен. Найденное давление в этой камере рассматривается как давление на выходе из предыдущего участка с постоянным расходом (третья и четвертая ступени ЦНД) и т. д.

В ряде случаев при изменении режима сохраняется пропорциональность расходов по

некоторым участкам проточной части

$$\frac{G_i}{G_{i0}} = \frac{G_j}{G_{j0}} = \dots = \frac{G_{n-1}}{G_{(n-1)0}} = k.$$

Если и $p_n = k p_{n0}$, то в данном случае изменение давлений во всех этих точках проточной части также пропорционально расходу. При этом практически постоянным в каждой точке проточной части остается объемный расход пара G_v .

В турбине К-500-240-2 условия $p_n = k p_{n0}$, $p_{n-1} = k p_{(n-1)0}$ и т. д. выполняются при гарантийных условиях эксплуатации с достаточной точностью от камеры регулирующей ступени до конденсатора. Некоторые исключение составляют камеры III и IV отборов, где сказывается влияние нелинейной зависимости массовых расходов пара на ПВД-7 и деаэратор (при поддержании в нем постоянного давления) от нагрузки турбины.

Так как патрубки, ресиверы и другие трубопроводы турбоустановки представляют собой линии с постоянным гидравлическим сопротивлением, для них также применима формула Стодола—Флюгеля. Но она безусловно не пригодна для участков проточной части, содержащих парораспределительные органы, имеющие переменное гидравлическое сопротивление, а также для тех участков, на которых имеются отклонения проточной части от нормального состояния: удалены или сильно повреждены лопаточные венцы, уплотнения и т. д.

Постоянным может, как правило, считаться гидравлическое сопротивление блоков клапанов промпрегрева, поскольку они полностью открыты при всех режимах эксплуатации турбоагрегата, за исключением непродолжительного времени после сброса нагрузки с удержанием холостого хода либо нагрузки собственных нужд. В этих режимах клапаны промпрегрева выполняют регулирующие функции (пока давление в системе промпрегрева не снизится до величины, соответствующей расходу холостого хода либо нагрузки собственных нужд).

16.2. ЗАВИСИМОСТЬ ПАРАМЕТРОВ ПАРА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ОТ РАСХОДА

Турбина К-500-240-2 имеет сопловое парораспределение. Сопловый аппарат, размещенный в четырех сопловых коробках, образует три группы сопел: пар от первых пяти (в порядке открытия) клапанов подводится параллельно к двум сопловым коробкам, образующим одну (первую) группу сопел. Через шестой и седьмой клапаны осуществляется подача пара ко второй группе сопел, а через

восьмой — к третьей. При полном открытии клапанов каждой группы сопл параметры пара перед этой группой близки к номинальным, а давление в камере регулирующей ступени меняется почти пропорционально расходу на турбину. Поэтому при расходах пара на турбину, меньших, чем номинальный, тепловой перепад (и перепад давлений) на полностью открытых группах сопл регулирующей ступени больше номинального. То же можно сказать и о расходе через эти группы.

В связи с тем, что в режимах полного открытия клапанов той или иной группы сопла параметры пара перед этными соплами практически равны таковым в номинальном режиме (некоторое отличие давления вызвано изменением потерь на стопорных и регулирующих клапанах), тепловыделений турбины и работоспособность каждого килограмма пара постоянны. Изменение мощности происходит за счет изменения количества пара.

В диапазоне открытия только первой группы сопл работа соплового парораспределения не отличается от работы дроссельного, а далее в дроссельном режиме работают последующие группы сопл, в то время как полностью открытые группы используют пар практически номинальных параметров (рис. 16.1, точки a и b).

В камере регулирующей ступени эти потоки, имеющие из-за различных использованных

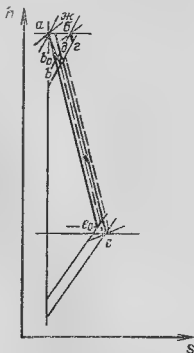


Рис. 16.1. Схема процесса расширения пара в ЦВД. Буквами обозначены точки, соответствующие состоянию пара:

а — перед соплами полностью открытыми группы; б — перед соплами частично открытой группы; в — после расширения в полностью открытых группах; г — после расширения в частично открытой группе; д — после расширения в камере регулирующих сопел; е — после расширения в соплах; ж — в концевых соплах; з — в соплах, находящихся в процессе расширения пара в ЦД; и — по условному усредненному дросселированию пара на клапанах турбины в режиме частичного открытия клапанов. Индекс со 0 поменяны точки, соответствующие реально полному открытию сопел; индекс с 1 по 4 — условно изображены процессы расширения не полностью смешивающихся потоков, прошедших через различные группы сопел.

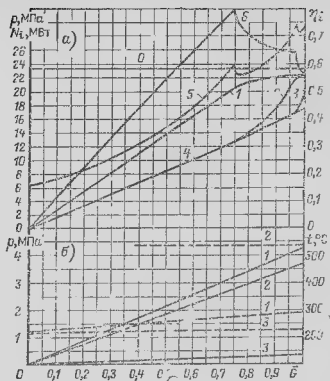


Рис. 16.2. Некоторые характеристики турбины

λ — характеристика парорегулирования и регулирующей ступени; p_0 — давление перед регулируемыми клапанами; 1 — давление перед первой группой сопел; 2 — давление перед второй группой сопел; 3 — давление перед третьей группой сопел; 4 — давление в камере регулирующей ступени; 5 — внутренний диаметр сопла; G — расход пара; $P_{\text{расх}}$ — мощность растопки; T_1, T_2, T_3 — расчетные температуры давления (—) и температуры (+) пара по проточной части от расхода свежего пара; 1 — на выходе ЦВД; 2 — во входе в ЦСД; 3 — на входе в ЦНД (2 и 3 — при неизменной температуре промежуточного перегрева 540 °C); G — относительный расход свежего пара.

теплоперепадов разные температуры и тепло-содержания (точки *в* и *г* на рис. 16.1), смешиваются, и дальнейший процесс расширения пара в турбине идет от состояния смеси (точка *д*), соответствующего небольшому дросселированию на клапанах (точка *ж*). Следует отметить, что практически полного смешивания в камере регулирующей ступени не происходит и, например, в турбинах ВР-25 даже за последней ступенью зафиксирована окружающая неравномерность температур, отражающая различия в температурах этих отдельных группам соли.

Небольшой сдвиг процесса расширения пара (несовпадение энтропий при равных давлениях) в ступенях ЦВД имеет место и в режимах полного открытия первой и второй групп сопел за счет изменения КПД регулирующей ступени, теплоперепад на которой изменяется в широких пределах (рис. 16.2,а).

Таким образом, при уменьшении расхода через турбину все давления по проточной части, кроме давлений перед соплами регулирующей ступени, снижаются, следуя за расходом пара, теплоперепад на ступени растет, из-за чего снижаются температуры пара за регулирующей ступенью и по остальным ступеням ЦВД и происходит незначительное (в пределах 5%) уменьшение теплоперепадов на этих ступенях.

Давления по проточной части после пром-перегрева изменяются также почти пропорционально расходу пара, а температуры и теплоперепады ступеней после промперегрева меняются мало, поскольку температура вторично перегретого пара в рабочем диапазоне нагрузок поддерживается на номинальном уровне, и лишь последние ступени заметно реагируют на изменение расхода.

Рисунок 16.2,б иллюстрирует изменение параметров пара в наиболее характерных точках проточной части в зависимости от расхода через стопорный клапан турбины.

В связи с тем, что теплоперепады промежуточных ступеней при изменении расхода пара через турбину остаются почти постоянными, условия их работы, а следовательно, и КПД второй десятой ступеней ЦВД, всех ступеней ЦСД и первых ступеней ЦНД изменяются при этом мало. Опытные данные об изменении КПД отсеков турбины в зависимости от нагрузки приведены в гл. 19.

Значительно более существенно меняются при изменении расхода пара условия работы регулирующей и последних ступеней турбины (см. § 16.3 и 16.4).

16.3. СИСТЕМА СОПЛОВОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ И РЕГУЛИРУЮЩАЯ СТУПЕНЬ

С увеличением расхода пара через турбину давление перед регулируемыми клапанами несколько снижается за счет увеличения потери давления на стопорном клапане, давление в камере регулирующей ступени растет практически пропорционально расходу пара. Давление перед соплами всех групп, клапаны которых полностью закрыты, равно давлению в камере регулирующей ступени (рис. 16.2).

По мере открытия клапанов первой группы расход через эту группу и равный ему расход пара на турбину растет пропорционально давлению пара перед соплами. Но чем больше подъем клапана, тем меньшее приращение расхода приходится на единицу его подъема, и для клапанов типа Вентури при отношении хода клапана h к его диаметру d ($h/d \approx 0,28$) рост расхода практически прекращается, т. е. исчерпывается регулирующая способность клапана, так что дальнейший подъем его бесполезен.

Чтобы зависимость расхода пара от хода главного сервомотора была плавной и близкой к линейной, клинья (кулаки) системы парораспределения выполнены таким образом, что они начинают открывать последующие клапаны с «перекрышей», т. е. раньше, чем исчерпывается регулирующая способность предыдущих. Это относится и к клапанам, обслуживающим одну группу сопл, и к клапанам разных групп. Однако если увеличение перекрытия (более раннее открытие последующего клапана) в пределах одной группы приводит лишь к увеличению усилия на этот

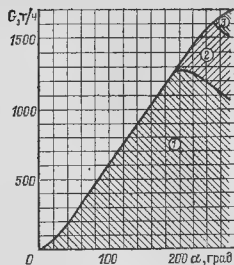


Рис. 16.3. Зависимость расхода пара через турбину и через отдельные группы сопл (цифрами обозначены их номера) от угла α поворота распределительного валика

клапан, то параллельное открытие клапанов различных групп сопровождается, кроме того, увеличенными потерями на дросселирование.

По мере открытия клапанов последующих групп давление за регулирующей ступенью растет, и расход через группы, клапаны которых открыты полностью (рис. 16.3), а также теплоперепад, срабатываемый на этих группах, снижаются. По этой причине наиболее тяжелым с точки зрения прочности регулирующей ступени является режим полного открытия первой группы в связи с тем, что в этом режиме максимальны: перепад давлений на ступень (на стенки сопловой коробки и сопловые лопатки), расход через первую группу и (см. рис. 16.2,а) мощность ступени (особенно приходящаяся на единицу длины окружности венца рабочих лопаток при минимальной парциальности). Именно в этом режиме расчетные напряжения в элементах регулирующей ступени (при прочих равных условиях) достигают наибольших значений и применительно к нему определены размеры указанных элементов, обеспечивающие их прочность.

Сложность условий работы регулирующей ступени турбины К-500-240-2 (и ряда других турбин) в таком режиме усугубляется сверхкритическим (со сверхзвуковой скоростью) истечением пара из сопл. В связи с этим фактические динамические напряжения в лопатках (рабочих и направляющих) ступени возрастают по сравнению с номинальным режимом в большей степени, чем расчетные статические напряжения. Из-за парциального подвода пара к регулирующей ступени и невозможности предотвращения растечки пара между сопловыми и рабочими лопатками в окружном направлении (наряду с обычными для всех ступеней утечками в зазоры над бандажом рабочих лопаток и у их корня) разность давлений до и после рабочих лопа-

ток этой ступени невелика при любых режимах, и степень реактивности ее принимается равной нулю.

16.4. ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ И ПОСЛЕДНИЕ СТУПЕНИ

Под промежуточными ступенями турбины понимаются все ступени, кроме регулирующей и последних. На работе промежуточных ступеней относительно слабо сказываются такие факторы, как нагрузка турбины (расход пара), параметры пара на входе в турбину, после промежуточного перегрева и в конденсаторе, мало влияющие на объемный расход пара через эти ступени. Наибольшие отклонения их работы от расчетных условий связаны обычно с увеличением или уменьшением относительных величин расхода пара в отборы $\bar{d} = d/G_0$ (где d — массовый расход пара в отбор, а G_0 — массовый расход свежего пара), в том числе с включением или отключением отборов, а также нарушением нормального состояния проточной части. При этом проис-

ходит изменение объемных расходов пара, а следовательно, и скоростей парового потока.

Чтобы нагляднее представлять работу турбинной ступени, изображают треугольники скоростей (рис. 16.4). Рассмотрим, как изменяются треугольники скоростей и степень реактивности ступени в зависимости от ее исходных параметров при увеличении объемного расхода пара на выходе из ступени, приводящем к повышению теплоперепада h на ступень.

В этих случаях β_1 несколько уменьшается при любых его исходных значениях. Для ступеней с $\beta_1 < 90^\circ$, имеющих, как правило, невысокую степень реактивности, ω_1 возрастет относительно быстрее, чем c_1 и ω_2 (рис. 16.4, б), и степень реактивности снизается.

При $\beta_1 \approx 90^\circ$ вследствие незначительной роли окружающей составляющей скорости ω_1 , соотношение абсолютных величин скоростей c_1 , ω_1 и ω_2 остается в некотором диапазоне режимов практически неизменным (рис. 16.4, в), так что сохраняется и степень реактивности ступени. В ступенях, имеющих $\beta_1 > 90^\circ$, ω_1 снижается, если $\beta_1 - \alpha_1 > 90^\circ$, и возрастает, если $\beta_1 - \alpha_1 < 90^\circ$, однако в обоих случаях степень реактивности повышается в связи с более быстрым увеличением ω_2 (рис. 16.4, г). Поскольку турбина К-500-240-2, как и другие турбины, служащие для привода электрогенератора, работает с почти постоянной частотой вращения ротора, здесь не рассматривалась деформация треугольников скоростей, связанная с изменением ω . Можно отметить только, что, так как треугольники скоростей сохраняют подобие при пропорциональном изменении ω и c , все описанные изменения угла β_1 , соотношений между скоростями пара, степени реактивности, характерные для случаев увеличения объемного расхода пара, имеют место также при уменьшении частоты вращения ротора.

Так обстоит дело, когда поток несжимаем или когда сохраняется соотношение плотностей (и удельных объемов) пара на выходе из направляющих и рабочих лопаток. При изменении условий работы ступеней с большими теплоперепадами (например, в части низкого давления) указанное соотношение нарушается. С ростом теплоперепада относительно уменьшается плотность (увеличивается удельный объем) на выходе из рабочих лопаток, в связи с чем может появляться тенденция к повышению степени реактивности и для ступеней с $\beta_1 < 90^\circ$ (рис. 16.4, д).

Особенно наглядно это проявляется при сверхкритическом истечении пара из рабочих лопаток, когда возрастание объемного расхода за ступенью не сопровождается дефор-

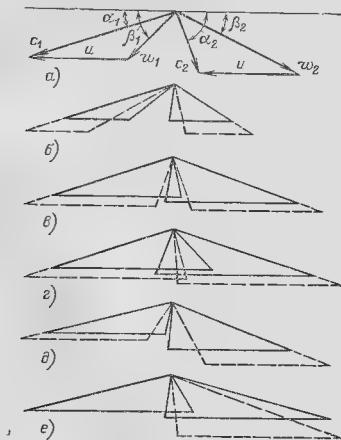


Рис. 16.4. Изменение треугольников скоростей ступени при увеличении объемного расхода пара на выходе из нее:

а — основные обозначения, связанные с треугольниками скоростей: α_1 — скорость выхода пара из направляющего аппарата (в абсолютном движении); ω_1 — скорость входа пара на рабочие лопатки (в относительном движении); ω_2 — скорость выхода пара из рабочих лопаток (в относительном движении); c_2 — скорость выхода пара из ступени (в абсолютном движении); ω — окружная скорость рабочих лопаток; $\alpha_1, \beta_1, \beta_2, \alpha_2$ — углы между направляющей осью турбины; б — ступень с $\beta_1 < 90^\circ$; в — ступень с $\beta_1 \approx 90^\circ$; г — ступень с $\beta_1 > 90^\circ$; д — ступень с уменьшенным соотношением плотностей (удельных объемов) на выходе из направляющих и рабочих лопаток; е — ступень со сверхкритическим истечением пара из рабочих лопаток; — — — — — исходные треугольники скоростей, — — — — — измененные треугольники скоростей

мацией входного треугольника скоростей (рис. 164,е), и все изменение теплоперепада ступени происходит на рабочих лопатках.

Приведенные выше рассуждения справедливы для элементарной ступени, т. е. ступени, для которой можно пренебречь изменением параметров пара между венцами направляющих и рабочих лопаток и деформацией треугольников скоростей в радиальном направлении. Такие ступени имеют большое отношение среднего диаметра к длине лопатки D/l и, как правило, лопатки постоянного сечения.

В турбине К-500-240-2 это ступени ЦВД, за исключением четырех последних. Если же в ступени D/l мало, то тенденции изменения степеней реактивности в ней у корня и у периферии, если рассматривать каждое из сечений как элементарную ступень, различны. Однако такому «независимому» изменению степени реактивности по сечениям ступени препятствует возникающая в этом случае радиальная неуравновешенность потока пара. В результате изменение степени реактивности, такое же, как в элементарной ступени с аналогичными параметрами, имеет место лишь в одном сечении, обычно вблизи среднего диаметра ступени, а радиальный градиент реактивности остается близким к исходному, лишь немного изменяясь в сторону, «диктуемую» элементарными ступенями, соответствующими корневому и периферийному сечениям. Физически это означает, что изменяется соотношение площадей, через которые проходит каждая струйка тока на выходе из направляющих и рабочих лопаток. Там, где степень реактивности оказывается ниже, чем в соответствующей элементарной ступени, соотношение между радиальными размерами струек за рабочими и направляющими лопатками растет. Изменение радиальных размеров струек сопровождается искривлением их проекции на меридиональную плоскость, следствием чего являются инерционные силы, приводящие к отмене иную изменению градиента реактивности.

Серьезные отклонения режима работы проточной части от расчетных условий происходят, если по каким-либо причинам удалены рабочие лопатки или направляющий аппарат одной из ступеней. Кроме потерь мощности (соизмеримой с мощностью этой ступени) и соответствующего снижения экономичности турбоустановки, эксплуатация в таких условиях дает еще ряд отрицательных эффектов. Отсутствие рабочих лопаток приводит к интенсивной закрутке потока, которая особенно нежелательна, если речь идет о последней ступени цилиндра, когда закрутка нарушает осевую симметрию параметров в выпускном патрубке и распределение расходов по сечениям. При отсутствии направля-

ющего аппарата существенно увеличивается теплоперепад (и перепад давлений) на последующую ступень, в связи с чем по условиям ее прочности приходится, как правило, ограничивать пропуск пара через турбину и ее мощность. В обоих случаях повышаются температуры пара по проточной части за дефектной ступенью и появляются нерасчетные осевые усилия.

Следует отметить также изменения в работе ступени, вызываемые нарушением первоначального соотношения между проходными площадями направляющих и рабочих лопаток, например, за счет заноса каналов направляющего аппарата солевыми отложениями. В этом случае, даже если теплоперепад на ступень не меняется (в частности, при занесенных в той же мере направляющих и паратах последующих ступеней), происходит снижение степени реактивности, тем более интенсивное, чем выше ее исходное значение.

С точки зрения экономичности ступени при изменении режима следует обратить внимание на изменение абсолютной величины скорости c_2 . Если в исходном режиме направление этой скорости близко к осевому ($\alpha_2 \approx 90^\circ$), то изменение теплоперепада ступени или ее реактивности в любую сторону приводит к росту потери с выходной скоростью. Для регулирующей ступени и последних ступеней каждого цилиндра, кинетическая энергия пара на выходе из которых теряется, это приводит к прямому снижению КПД ступени и турбины в целом. Для остальных ступеней, работающих в группе, указанная кинетическая энергия в основном используется на последующих ступенях, но лишь с КПД следующей ступени, т. е. не полностью.

Связанное с изменением режима работы ступени отклонение угла β_1 от его расчетного значения также приводит к изменению потерь в ступени (на рабочих лопатках). Чувствительность решетки рабочих лопаток к изменению угла натекания зависит от типа профилей, их относительного шага и т. д. Рассматриваемые потери определяются в основном характером обтекания входной кромки. При этом в большинстве случаев увеличение β_1 («удар в спину») сопряжено с менее быстрым ростом потерь, чем его уменьшение.

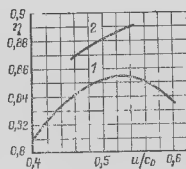


Рис. 165. Зависимость КПД пятой ступени ЦВД от отношения скоростей u/c_0 :

1 — без использования выходной скорости; 2 — при полном ее использовании

На рис. 16.5 в качестве примера показаны экспериментально определенные на модели значения КПД пятой ступени ЦВД в зависимости от отношения окружной скорости u на венце рабочих лопаток к скорости c_0 , соответствующей располагаемому теплоперепаду ступени. Этим отношением определяется степень реактивности ступени, угол натекания потока на рабочую лопатку, кинетическая энергия пара на выходе из ступени и другие факторы, влияющие на КПД.

Особо следует отметить негативные эффекты, связанные с так называемой «отрицательной» степенью реактивности. При изменении режима работы ступени степень реактивности и теплоперепад на рабочих лопатках могут снижаться, так что давление в межвенцовом зазоре уравнивается с давлением за ступенью, а при дальнейшем изменении условий работы ступени в том же направлении станет меньше этого давления. Под действием такого «обратного» перепада давлений на рабочие лопатки в прилегающих к стенкам межлопаточного канала слоях пара (пограничных слоях), где кинетическая энергия пара мала, скорость может упасть до нуля и даже изменить на каком-то участке направление на обратное.

На стыке участков «прямого» и «обратного» течений пограничного слоя происходит его «взбучивание», ведущее к отрывам потока от поверхности и связанным с ними потерям энергии. Отрывные явления начинаются обычно с прикорневой зоны, где исходная степень реактивности минимальна.

В действительности отрицательные значения степени реактивности могут быть лишь относительно небольшими по абсолютной величине. «Обратный» перепад давлений на рабочем колесе препятствует перетеканию пара из промежутка между диафрагмой и диском за ступень через пароразгрузочные отверстия дисков и еще до возникновения отрывных явлений приводит к появлению или увеличению подсосов пара в проточную часть у корня рабочих лопаток, что, уменьшая КПД ступени, одновременно тормозит снижение степени ее реактивности. Отрывы потока резко сокращают площадь прохода пара через лопаточный венец, и давление в межвенцовом зазоре, необходимое для пропуска заданного расхода пара через венец, увеличивается. Это ведет к сокращению отрыва, а в некоторых случаях — к его исчезновению, после чего процесс начинается сначала, приводя, таким образом, к пульсации потока.

Другие потери: ротационные (трения и вентиляци), связанные с влажностью, утечками через диафрагменные уплотнения и т. д., также меняются в зависимости от режима работы, однако для них определяющими являются не теплоперепад ступени и

отношение скоростей u/c_0 . Так, доля ротационных потерь увеличивается со снижением температуры пара на ступени, а потери от утечек через лабиринтовые уплотнения в основном зависят от состояния этих уплотнений, т. е. от зазоров в них.

Для последних ступеней турбины характерным является существенное изменение объемного расхода пара на выходе из них в зависимости от режима работы турбины. Это вносит важное отличие в их работу по сравнению с предыдущими ступенями. Объемный расход за последней ступенью может изменяться пропорционально массовому расходу пара при постоянном давлении и плотности пара на выходе, а также из-за изменения давления в конденсаторе (и соответственно плотности пара) при фиксированном массовом расходе или под одновременным действием обоих этих факторов.

Поскольку относительная скорость выхода пара из рабочих лопаток w_2 (а для турбины с постоянной частотой вращения ротора и абсолютная его скорость c_2) однозначно определяется по уравнению неразрывности объемным расходом, выходной треугольник скоростей ступени не зависит от того, за счет чего произошло изменение объемного расхода. Так как при одинаковой скорости на выходе теплоперепад ступени также не может быть существенно различным, то и степени реактивности, а также относительные потери энергии и коэффициенты расхода по сечениям, т. е. вся кинематика движения пара в ступени, практически однозначно определяется объемным расходом на выходе.

При одинаковой кинематике (треугольничках скоростей) потока в ступени можно считать одинаковыми ее КПД и мощность, приходящуюся на 1 кг/с пара, т. е. использованный теплоперепад, так как потери, отнесенные к единице массового расхода, а также все теплоперепады пропорциональны квадратам соответствующих скоростей. Поэтому при любом заданном массовом расходе изменения объемного расхода в одинаковых интервалах дают равное изменение мощности на единицу массового расхода. Эта универсальность зависимости мощности ступени от условий на выходе из нее впервые показана в [31], на основании которой предложены обобщенные поправки на вакуум.

В настоящее время методика их определения несколько уточнена. При расчетном построении поправки на давление в конденсаторе (рис. 16.6) учтены в зависимости от объемного расхода на выходе из последних ступеней изменения теплоперепада на последнюю ступень (от последнего регенеративного отбора), КПД этой ступени, интегральной потери с выходной скоростью из последней ступени (c

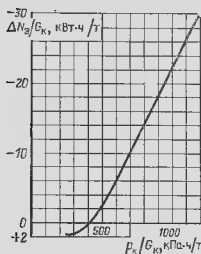


Рис. 16.6. Расчетная «универсальная» поправка на параметры на выходе турбины:

ΔN_2 — изменение электрической мощности генератора, нуль отсчета соответствует при номинальной мощности суммарному расходу пара в конденсатор через последние ступени $G_K = 928,7$ т/ч и давлению в конденсаторе $p_K = 3,8$ кПа

учетом распределения расходов в радиальном направлении), расхода в последний регенеративный отбор и теплоперепада на группе ступеней перед этим отбором. Учтены также потери энергии в выхлопном патрубке турбины. Поскольку изменения мощности в зависимости от давления на выхлопе не сопряжены с изменением затрат теплоты, удельный расход теплоты на турбоустановку в этом случае обратно пропорционален мощности турбины.

Потери мощности, определяемые выходной скоростью, примерно пропорциональны третьей степени расхода через последнюю ступень (при фиксированном давлении в конденсаторе), а выигрыш мощности, который можно получить за счет сокращения отборов пара от турбины, зависит от расхода линейно, причем эта зависимость тем меньше, чем ниже потенциал пара, расход которого уда-

ется можно получить, сокращая расход пара на ПНД-1 за счет утилизации низкопотенциальной теплоты (например, в газоохладителях генератора), очень мал, а иногда и отрицателен: за счет увеличения выходной скорости и кинетической энергии пара на выхлопе растет энтропия торможения, и «экономленая» теплота сбрасывается в конденсатор.

Работа последней (и любой другой) ступени при глубоком уменьшении объемного расхода не может быть описана в рамках методики, используемой для расчетов ступени в «рабочем» диапазоне режимов, так как сокращение теплоперепада ступени ведет при этом к возникновению отрывных явлений и резкому отклонению фактической картины течения от расчетной модели.

Дальнейшее уменьшение теплоперепада на ступень и соответствующее снижение ее КПД приводит к тому, что ступень перестает вырабатывать полезную мощность и начинает поглощать мощность, выработанную другими ступенями, расходуя ее как бы на вентиляцию пара, в котором она вращается. Потери мощности в таких режимах, называемых вентиляционными, прямо пропорциональны абсолютному давлению на выхлопе турбины.

Анализ материалов проведенных в условиях электростанции испытаний последней ступени, спроектированной с использованием тех же принципов, что и последняя ступень турбины К-500-240-2 (рис. 16.7 [65, 79]), позволяет сделать вывод о малом изменении картины течения в ступени в широком диапазоне относительных объемных расходов пара на выходе из ступени ($\bar{G}\bar{v}_2$).

Только при уменьшении расхода $\bar{G}\bar{v}_2 = -0,41$ существенно меняются условия течения потока не только за ступенью, где зарождается прикорневой отрыв потока, но и в межвенцовом зазоре. Вентиляционные режимы для испытанной ступени соответствуют $\bar{G}\bar{v}_2 < 0,32$. При малых объемных расходах в периферийной зоне ступени появляется торообразный вихрь ($\bar{G}\bar{v}_2 = 0,24$), который вместе

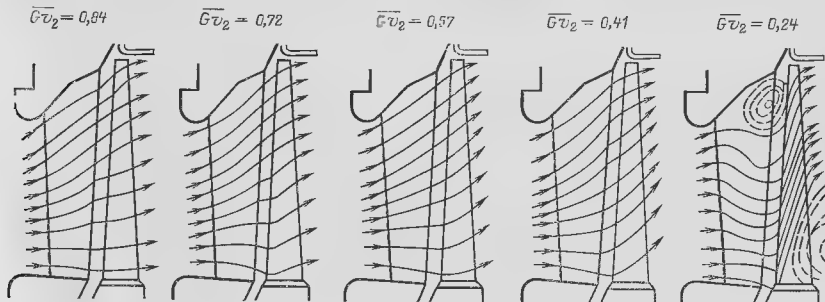


Рис. 16.7. Схемы линий тока в последней ступени в зависимости от относительного объемного расхода $\bar{G}\bar{v}_2$

с прикорневым отрывом потока резко ухудшает условия работы ступени как в смысле ее экономичности, так и с точки зрения аэродинамических возмущений, исследовавшихся в данном случае в форме пульсаций давления торможения за рабочим колесом. Следует отметить, что относительные величины объемных расходов, соответствующие возникновению упомянутых негативных явлений, для ступеней такого типа заметно ниже, чем для всех других ступеней, для которых имеются опытные данные.

16.5. АНАЛИЗ ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТУРБОУСТАНОВКИ

По мере укрупнения турбоустановок все большее значение придается анализу их работы при условиях, отличных от расчетных. Причем если первоначально основное внимание уделялось переменным режимам собственно турбины [63], то в настоящее время не меньший интерес вызывают изменения, которые могут иметь место в работе остальных элементов турбоустановки. Изучению этих вопросов способствуют распространение современной вычислительной техники и разработка методов расчета с ее помощью тепловых схем паротурбинных установок [22, 55].

Анализ переменных режимов работы турбоустановки в комплексе позволяет выявить резервы повышения экономичности выработки электроэнергии, корректно определять потери, вызванные отклонениями работы от расчетной схемы и от нормального состояния оборудования, а также предупреждать возникновение режимов, оказывающих отрицательное влияние на надежность турбины и вспомогательного оборудования.

В установившихся режимах работы турбоустановки расход питательной воды практически равен массовому расходу свежего пара, зависимость между расходами свежего пара и конденсата близка к линейной. Так как с изменением расхода свежего пара давления в точках проточной части, откуда отбирается пар на подогреватели системы регенерации, также меняются почти линейно, подогрев воды в этих подогревателях при работе турбоустановки по расчетной схеме обычно меняется мало. По этой причине тепловая нагрузка и массовый расход греющего пара на них, как правило, могут приближенно считаться пропорциональными расходу свежего пара (рис. 16.8,а), объемные расходы греющего пара и скорости в подводящих трубопроводах — мало зависящими от нагрузки турбины. Исключение составляют деаэрактор и первый по ходу питательной воды подогреватель высокого давления (ПВД-7)), если деаэрактор

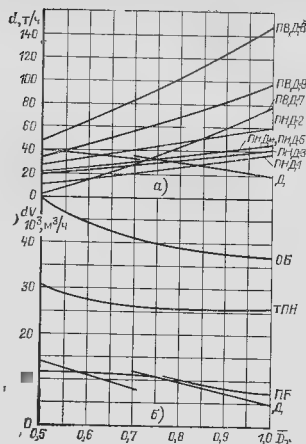


Рис. 16.8. Зависимость расходов греющего пара по элементам тепловой схемы от нагрузки турбины (относительного расхода свежего пара D_7):

а — массовые расходы по подогревателям системы регенерации при отключенных дополнительных отборах; б — объемные расходы по некоторым элементам тепловой схемы

работает при постоянном давлении среды в нем.

В этом случае неизменна и температура выходящей из Д воды, но при уменьшении нагрузки турбины снижается давление в отборе на подогреватель, расположенный непосредственно перед деаэрактором по ходу конденсата, а также температура конденсата на выходе из него. За счет этого увеличивается подогрев воды в деаэраторе, и, несмотря на сокращение ее расхода, тепловая нагрузка деаэратора возрастает. Объемный расход пара на деаэрактор монотонно повышается при снижении нагрузки турбины (если исключить из рассмотрения моменты переключения деаэратора на выходящие отборы), причем из-за снижения давления в отборе, питающем деаэрактор, объемный расход растет быстрее, чем массовый.

По аналогичным причинам параллельно сокращаются подогрев питательной воды в ПВД-7, тепловая нагрузка этого подогревателя и массовый расход пара на него. Объемный расход пара, несмотря на снижение давления в отборе, также уменьшается.

Отдельного рассмотрения заслуживает работа в переменных режимах турбопитательного агрегата. Зависимость массового расхода пара на приводные турбины от нагрузки главной турбины носит нелинейный характер. Объемный расход пара, будучи почти неизменным в диапазоне нагрузок 0,7—1,0, возрастает при дальнейшей нагрузке энергоблока. Это объясняется совместным действием ряда факторов при уменьшении нагрузки турбины (снижение гидравлических потерь по тракту питательной воды, определяющее уменьшение напора питательного насоса и

потребляемой им мощности, снижение КПД насоса и соответствующее повышение затрат мощности, снижение располагаемого теплоперепада приводной турбины).

По этой причине для пропуска увеличенного объемного расхода пара в приводную турбину при снижении нагрузки блока требуется дополнительное открытие ее клапанов, а после их полного открытия — переключение на резервный источник пара с повышенным (по сравнению с отбором) давлением. Если при этом давление перед ТПН может быть увеличено вдвое, следует оставить в работе только один турбонасосный агрегат. Вообще, с точки зрения экономичности блока, целесообразнее в любых режимах эксплуатировать один из ТПН с полностью открытыми клапанами, осуществляя регулирование расхода питательной воды с помощью второго из них. Не следует, однако, думать, что работа с одним ТПН при питании его через БРОУ-ТПН свежим паром будет эффективнее, чем с двумя ТПН, если их питание может осуществляться от отбора.

Важное значение имеет зависимость от нагрузки блока расходов пара на нужды, не связанные непосредственно с работой турбоустановки. Рассмотрим это на примере отборов для подогрева сетевой воды системы теплофикации.

При полном пропуске пара через турбину и максимальной тепловой нагрузке (сетевая вода подогревается от 70 до 130 °С) расхода пара из VII отбора на основной бойлер (ОБ) и из V отбора на пиковый бойлер (ПБ) составили соответственно около 24,4 т/ч (30 000 м³/ч) и 16,4 т/ч (7600 м³/ч). Но для основного бойлера максимальный массовый расход (в 1,25 раза больший) соответствует не этому режиму, а сниженной тепловой нагрузке (рис. 16,9, точка 4), когда весь нагрев сетевой воды осуществляется в этом бойлере.

Сокращение пропуска пара через турбину приводит к снижению давлений в отборах и соответственно достижимых температур сетевой воды за бойлерами. Снижается при этом и массовый расход пара на основной бойлер, но объемный расход пара при этом все же воз-

растает за счет уменьшения плотности отбираемого пара (см. рис. 16,8). При электрической нагрузке блока около 50 % объемный расход из VII отбора на основную бойлер может превышать максимальную величину при полном пропуске пара через турбину (и при температуре обратной сетевой воды около 57 °С) в 1,3 раза, а номинальную величину (при температуре обратной сетевой воды 70 °С) — почти вдвое. Для пикового бойлера объемный расход от V отбора при нагрузке блока около 400 МВт превышает номинальный в 1,5 раза.

За счет потерь давления, возрастающих с увеличением скоростей пара в трубопроводах к бойлерам, дополнительное повышение объемного расхода по длине этих линий может при половинной электрической нагрузке блока достигать 70 %. Падение давления пара в бойлерах из-за снижения давления в отборах и возрастания потерь на паропроводах при разгрузке блока определяет ограничение температуры нагрева сетевой воды в каждом из бойлеров и уменьшение эффективности теплофикационной установки. Так как V отбор при нагрузке ниже 400 МВт не может обеспечить подогрев воды до 130 °С, для возможности поддержания этой температуры предусмотрено резервирование питания пикового бойлера паром IV отбора.

При изменении нагрузки турбоустановки возникает необходимость переключения линий питания паром или слива дренажа для того или иного элемента тепловой схемы. Так, например, при снижении нагрузки требуется переключение питания деаэратора, если давление в нем поддерживается постоянным, с IV на III отбор и т. д. Таким переключениям соответствуют скачкообразные изменения расходов (см. рис. 16,8).

Аналогичными скачкообразными изменениями расходов сопровождаются также отключения отдельных теплообменных аппаратов. Если отключаются какие-либо из ПВД, их тепловую нагрузку в основном воспринимает следующий по ходу конденсата подогреватель, расход пара на который существенно увеличивается. Однако это приводит к повышению потерь давления на паропроводе от турбины к подогревателю, к росту недогрева конденсата в нем и к некоторому увеличению тепловой нагрузки еще одного, следующего по ходу конденсата подогревателя. Существенное в этих случаях увеличение (иногда более, чем вдвое) расхода пара на подогреватель требует учета таких режимов при проектировании паропроводов отборов, дренажных линий, а также внутритурбинных камер отборов, диафрагм и рабочих лопаток предотборных ступеней, испытывающих при этом значительные перегрузки.

Отключение подогревателей или увеличение недогрева в них приводит к снижению экономичности турбоустановки. На рис. 16,10 представлены зависимости удельного расхода теплоты от недогрева по отдельным подогревателям.

Наибольшую роль с точки зрения экономичности турбоустановки играет недогрев в ПВД-9, так как непосредственно приводит к

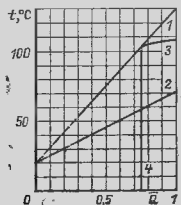


Рис. 16,9. Зависимость температуры сетевой воды от относительной тепловой нагрузки Q:

1 — температура сетевой воды за бойлерной установкой (прямого хода), 2 — перед бойлерной установкой (обратный ход); 3 — за основным бойлером; 4 — точка максимальной нагрузки основного бойлера

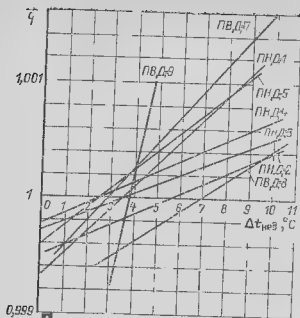


Рис 16.10. Зависимости удельного расхода теплоты от недогрева по подогревателям

снижению конечной температуры питательной воды. По-видимому, влияние этого недогрева на экономичность блока будет меньше за счет несколько более глубокого охлаждения уходящих газов и повышения КПД котла.

Под недогревом понимается разность между температурой насыщения пара при давлении в точке проточной части турбины, откуда производится отбор, и температурой воды на выходе из подогревателя. Указанная разность определяется, с одной стороны, потерей давления в паропроводе отбора от турбины до подогревателя, а с другой — температурным напором на теплообменной поверхности собственно подогревателя. Этот напор тем выше, чем больше тепловая нагрузка, приходящаяся на единицу теплообменной поверхности и чем ниже коэффициент теплопередачи, т. е. растет при отклонении части поверхности, загрязнении ее, заводушливании подогревателя и т. п. Отрицательный эффект при увеличении недогрева не зависит от того, какими из перечисленных факторов определяется это увеличение. Теоретически потери давления на паропроводе, приводя к снижению давления и температуры насыщения в подогревателе, позволяют за счет некоторого увеличения теплоты конденсации греющего пара частично компенсировать недогрев, но практически это обстоятельство значения не имеет.

Отклонение подогревателя соответствует случаю, когда недогрев равен разности между температурой насыщения при давлении в отборе и температурой воды на входе в подогреватель.

По каждому из приведенных на рис. 16.11 зависимостей удельного расхода теплоты от недогрева можно найти производную по недогреву. При умеренных изменениях недогрева величины этих производных можно считать постоянными и они подчиняются определенной закономерности (рис. 16.11): их величины тем больше, чем выше использованный теплоперепад отсека проточной части между точками отборов на рассматриваемый подогреватель и на следующий за ним по ходу воды. Именно этим теплоперепадом определяется недоработка мощности при увеличении расхода пара на подогреватель из-за повышения недогрева на подогревателе, предшествующем по ходу воды. Разбор точек на рис. 16.11 можно объяснить различиями в расходе воды и в теплоте конденсации греющего пара по подогревателям, чем определяется неодинаковое изменение расхода при равном недогреве, а также в исполь-

зовании дренажа (только подогреватели № 2 и 4 имеют дренажные насосы) и теплоты перегрева греющего пара.

Привятая схема включения парохладителей ПВД определяет некоторое снижение конечной температуры питательной воды при увеличении недогрева не только на верхнем, но и на остальных ПВД.

К переменным режимам работы турбоустановки относится и эксплуатация ее при нерасчетных параметрах пара перед турбиной и в тракте промперегрева. Для оценки влияния отклонения этих параметров от расчетных величин мощности и экономичности построены соответствующие поправки (рис. 16.12) в предположении фиксированного положения органов парораспределения, соответствующего номинальной нагрузке, при любых изменениях рассматриваемых параметров.

Отклонение давления свежего пара от расчетной величины приводит к изменению расхода свежего пара, его энтальпии, давлений по проточной части, температуры питательной воды, расходов пара на подогреватели системы регенерации, подвода теплоты в промежуточном перегревателе котла, а также теплоперепада и КПД последних ступеней турбины (для остальных ступеней эти характеристики практически неизменны). Перечисленные факторы учтены при построении поправок (рис. 16.12,а).

При расчете поправок на отклонение температуры свежего пара (рис. 16.12,б) от ее номинального значения учитывалось изменение теплоперепада ЦВД и подвода теплоты в промежуточном пароперегревателе котла, а также некоторое изменение энтальпии свежего пара и его расхода (в связи с зависимостью плотности пара от температуры).

При построении поправок на отклонение температуры промперегрева (рис. 16.12,в) учитывались изменения теплоперепада и КПД ЦСД и ЦВД, а также подвода теплоты в промежуточном перегревателе. Изменение по-

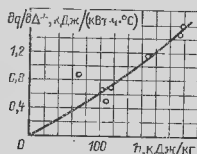


Рис 16.11. Зависимость между влиянием недогрева Δt по подогревателям на удельный расход теплоты q по турбоустановке ($dq/d\Delta t$) и использованным теплоперепадом h отсека проточной части между точками отборов на данный подогреватель и следующий за ним по ходу воды

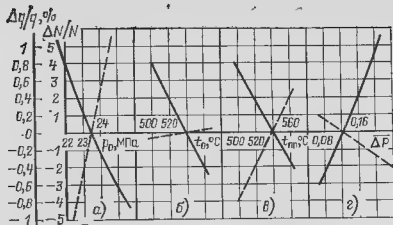


Рис. 16.12. Поправки к мощности (—) и удельному расходу теплоты (---) турбоустановки на отклонение параметров пара от расчетных величин:

a — давление свежего пара p ; b — температура свежего пара t ; v — температура промежуточного перегрева $t_{\text{пр}}$; z — потеря давления в тракте промпрегрева Δp

тери давления в тракте промежуточного перегрева пара отражается на теплопередаче ЦВД, теплосодержании пара за ЦВД и подводе теплоты в промпрегревателе, что и учтено при построении поправок, приведенных на рис. 16.12,г. В качестве определяющего параметра здесь приняты потери давления в тракте промпрегрева, отнесенные к давлению за ЦВД. Такая форма определяющего параметра облегчает пользование поправкой при различных нагрузках.

Поскольку обычно поправки определяют при каком-то одном исходном уровне нагрузки, представляет интерес вопрос о влиянии на них уровня нагрузки. Для выяснения этого по методике [55] проведена серия расчетов при различных расходах свежего пара (0,7–1,0 максимального) и температурах промпрегрева (520–560°C). Результаты позволяют говорить об отсутствии существенной зависимости поправок к мощности и экономичности на температуру промпрегрева от расхода свежего пара.

В связи с тем, что конденсаторы турбины выполнены однопоточными по охлаждающей воде, для обеспечения возможности работы турбины при отключении одного из конденсаторов между переходными патрубками, соединяющими выхлопы ЦНД с конденсаторами, выполнены два перепускных патрубка, через которые пар из ЦНД в случае отключения его конденсатора перепускается в соседний конденсатор. При этом давление в работающем конденсаторе при неизменных расходе и температуре охлаждающей воды повышается из-за увеличения паровой нагрузки поверхности охлаждения. Давление в отключенном конденсаторе возрастает больше за счет сопротивления перепускных патрубков, максимально возможное сечение которых определяется условиями компоновки и конструкцией фундамента.

Появляющаяся при отключении одного из конденсаторов разность давлений в соседних конденсаторах определяет различие температур соответствующих выхлопных патрубков. Это может привести к расцентровке вала провода турбоагрегата и связанному с ними нежелательному перераспределению нагрузок на встроены опорные подшипники, повышению напряжений в роторах и креплении соединительных муфт, а также возрастанию скорости пара в перепускных патрубках, которая способна вызвать колебания стенок патрубков и повышенный шум в машинном зале.

Для уточнения допустимого уровня нагрузки при отключении одного из конденсаторов произведены расчетные оценки и экспериментальное исследование [53] в эксплуатационных условиях на одной из ГРЭС.

В исследованиях достигнуто нагрузка 360 МВт. Дальнейшее повышение нагрузки не осуществлялось, поскольку эта величина нагрузки полностью обеспечивает нормальную эксплуатацию турбоагрегата с одним отключенным конденсатором в пределах регуляторного диапазона кола моноблока. При этом относительные и абсолютные перемещения роторов и корпусов турбины, температура баббита и вибрация опорных подшипников, а также другие параметры, определяющие надежность работы турбоагрегата, не выходили за пределы нормы и не претерпевали заметных изменений в ходе испытаний, что можно объяснить незначительной (не более 5–6°C) разностью температур металла выхлопных патрубков обоих ЦНД. Не было отмечено также повышения уровня шума в машинном зале.

Приведенные результаты получены при давлении, достигавших в работающем и отключенном конденсаторах соответственно 6,45 и 8,90 кПа (0,066 и 0,091 кгс/см²). В случае ухудшения вакуума в конденсаторах объемные расходы пара, а также разность давлений в конденсаторах и разность температур металла выхлопных патрубков будут снижаться, следовательно, ограничивающая роль этих факторов в определении максимальной достижимой мощности турбоагрегата уменьшается.

Рассмотрение полученных опытных данных позволяет предполагать, что не возникнет каких-либо затруднений при работе турбины с одним отключенным конденсатором и в случае углубления вакуума. Если в этом случае все же появляются нежелательные изменения в поведении турбины или конденсационного устройства, они могут быть устранены некоторым искусственным ухудшением вакуума, например, за счет уменьшения расхода охлаждающей воды через работающий конденсатор.

Широкое использование ЭВМ позволило осуществлять углубленное исследование возможности повышения экономичности турбин благодаря применению программ расчета проточных частей и тепловых схем [22, 55]. В частности, появилась возможность расчетной разработки подробной энергетической характеристики турбоустановки с учетом широкой гаммы эксплуатационных режимов и

определением влияния на экономичность практически любых режимных и схемно-технологических факторов, которые могут иметь место в эксплуатационных условиях. Необходимо отметить, что точность определения этих влияний существенно выше, чем при тепловых испытаниях, на результатах которых неизбежно сказывается ряд погрешностей, и выше, чем при использовании упрощенных методик, например метода коэффициентов ценности тепла.

В отечественной и зарубежной энергетике значительное внимание уделяется использованию скользящего давления свежего пара при работе энергоблоков [32, 50, 64, 72].

При скользящем начальном давлении плановое (медленное) изменение нагрузки осуществляется за счет изменения давления свежего пара и его расхода при неизменном положении клапанов турбины, которые вступают в действие только при быстрых изменениях нагрузки. После же стабилизации режима и перевода котла на соответствующее давление клапаны возвращаются в прежнее положение. Это позволяет свести к минимуму колебания температуры металла при изменении нагрузки, уменьшить при пониженных нагрузках уровень давлений и соответственно напряжений в клапанах и паровпускной части ЦВД, в трубопроводах свежего пара и первичных теплообменных поверхностях котла, что способствует удлинению срока службы высокотемпературных узлов блока и повышению его надежности.

С точки зрения экономичности работа энергоблока на скользящем давлении характеризуется следующими особенностями: при фиксированной температуре свежего пара термический КПД цикла мало зависит от начального давления в диапазоне, представляющем интерес в эксплуатации;

КПД котла и относительный внутренний КПД ЦВД при фиксированном открытии клапанов остаются практически неизменными в широком диапазоне нагрузок;

тепловой процесс и КПД ЦСД и ЦНД не зависят от режима поддержания давления свежего пара;

для пара сверхкритических параметров снижение давления при фиксированной температуре сопровождается повышением начальной энтальпии, что позволяет в значительной мере компенсировать уменьшение теплоперепада на ЦВД, связанное со снижением давления, в диапазоне нагрузок, в котором сопловое парораспределение обеспечивает номинальное давление перед соплами ЦВД, а при более низких нагрузках — получить увеличение теплоперепада этого цилиндра; вызванные этим дополнительные затраты

теплоты в первичном пароперегревателе котла также в основном компенсируются уменьшением нагрева пара во вторичном пароперегревателе за счет повышения теплосодержания пара после ЦВД;

турбинный привод питательного насоса с регулируемой частотой вращения дает возможность существенно снизить затраты энергии на подачу питательной воды, если имеется возможность обеспечения скользящего давления среды по всему первичному тракту котла: следует отметить, что эффективность скользящего давления тем выше, чем больше относительная доля энергии, затрачиваемая на сжатие рабочего тела;

некоторое повышение экономичности имеет место благодаря повышению температуры питательной воды после ПВД за счет увеличения теплосодержания греющего пара отборов, осуществляемых до промежуточного перегрева пара; реализация этого фактора для турбоустановки К-500-240-2 обеспечивается принятой схемой включения парохладителей ПВД по питательной воде.

В [36, 51] достаточно широко освещены вопросы применения скользящего давления свежего пара при эксплуатации блоков СКД.

В [72] на основе тепловых испытаний блока мощностью 300 МВт показана целесообразность эксплуатации турбин К-300-240-2 с полностью открытыми клапанами только первой группы сопел регулирующей ступени. Достоинство такого режима определяется не только повышенной экономичностью турбины, но и возможностью динамической форсировки блока в случае аварийного падения частоты сети путем открытия регулирующих клапанов, служащих второй и третьей группы сопел.

Исследованные переменные режимы эксплуатации условно можно разделить на три группы.

Первая группа режимов рассчитана на следующие условия:

в пределах рабочего диапазона нагрузок (30—100%) давление свежего пара поддерживается номинальным;

давление в деаэраторе (Д) поддерживается номинальным 0,69 МПа (7,0 кгс/см²) путем подачи пара из IV отбора в диапазоне нагрузок 80—100%, из III отбора — 50—80%, из II отбора — 30—50% номинальной нагрузки.

Расчеты первой группы режимов позволили установить (рис. 16.13), что снижение мощности и экономичности за счет переключения питания деаэратора с IV на III отбор составляет 0,3%, а при переключении с III на II отбор — 0,25%. Работа одного турбопривода вместо двух в диапазоне режимов, где он может обеспечить работу блока, повышает мощность и экономичность на 0,4%.

При фиксированном давлении в деаэраторе снижение нагрузки турбины приводит к падению нагрева питательной воды в ПВД-7 и

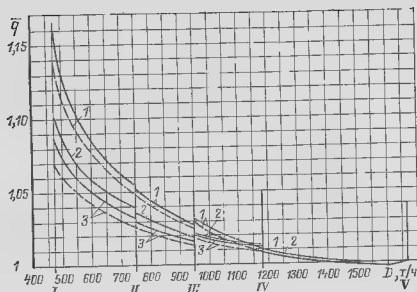


Рис. 16.13. Зависимость относительного изменения экономичности от режима работы турбоустановки $q = q_0$ — относительный удельный расход теплоты нетто; D — расход свежего пара, а индекс 0 соответствует режиму с полным открытием всех клапанов и номинальным давлением свежего пара:

1 — режимы с номинальным давлением свежего пара; 2 — режимы со скользящим давлением свежего пара при полностью открытых всех регулирующих клапанах; 3 — режимы со скользящим давлением и полностью открытой первой группой сопел (пяти клапанов); 1' — II — диапазон питания деаэратора из второго отбора; 1'' — IV — из третьего отбора; 1''' — V — из четвертого отбора при номинальном давлении в деаэраторе. Пунктиром показаны режимы со скользящим давлением в деаэраторе; I — III — диапазон работы одного питательного насоса; III' — V' — двух насосов

относительного расхода греющего пара на этот подогреватель. Поэтому температура питательной воды после парохладителя ПВД-7 становится ниже температуры основного потока воды за ПВД-9, в связи с чем для предотвращения падения экономичности требуется отключение указанного парохладителя по питательной воде при нагрузках блока ниже 70% закрытием соответствующей задвижки.

Перевод деаэратора на скользящее давление среды при нагрузках ниже 70% номинальной, когда давление в IV отборе не обеспечивает поддержание номинального давления в деаэраторе, позволяет избежать указанных выше потерь экономичности, а также обеспечить нормальную работу ПВД-7 и его парохладителя в рабочем диапазоне нагрузок и получить ряд других режимных и технологических преимуществ.

При осуществлении режимов скользящего давления в деаэраторе необходимо иметь в виду, что при нагрузках ниже 0,5 максимальной, когда давление в нем снизится до 0,5 МПа (5 кгс/см²), требуется переключение питания основных и салыниковых эжекторов на коллектор собственных нужд (при давлении рабочего пара ниже этой величины эжекторы не обеспечивают нормальной работы вакуумной системы и концевых уплотнений), а выпара деаэратора — на выхлоп в атмосферу либо в конденсатор турбины. Эти переключе-

чения практически не снижают высокой эффективности скользящего давления в деаэраторе на частичных нагрузках.

Отказ от резервирования питания деаэратора паром III отбора возможен даже в случае применения скользящего давления лишь в диапазоне от 0,7 до 0,5 МПа (от 7 до 5 кгс/см²), т. е. при нагрузках турбины 0,7 — 0,5 максимальной, когда давление пара в IV отборе достаточно для нормальной работы деаэратора. При таких режимах не требуется переключение эжекторов на коллектор собственных нужд.

Вторая группа режимов рассчитана для условий работы при полностью открытых всех регулирующих клапанах. В этом случае давление свежего пара пропорционально его текущему расходу, потери давления на органах парораспределения и перепускных трубопроводах сохраняются на постоянном уровне 5% начального давления.

В расчетах учитывался прирост мощности турбины за счет сокращения расхода пара IV отбора на приводные турбины питательных насосов, мощность которых снижается примерно пропорционально напору насосов. В связи с этим на рис. 16.13 показаны удельные расходы теплоты нетто, являющиеся более корректными для характеристики экономичности блока, так как удельный расход теплоты брутто не отражает выигрыша в затратах энергии на привод питательного насоса.

Из сопоставления показателей первой и второй групп режимов видно, что чисто скользящее давление свежего пара проигрывает номинальному при нагрузках выше 400 МВт до 0,2% и дает все возрастающий выигрыш при меньших нагрузках. Так, при мощности 300 МВт выигрыш в экономичности составляет более 1%. Около 1/4 этого выигрыша связано с повышением температуры питательной воды, что определяется увеличенным теплосодержанием пара в проточной части ЦВД при чисто скользящем давлении свежего пара, а также высокой эффективностью примененной схемы включения парохладителей ПВД при работе в рассматриваемом режиме (температура питательной воды определялась с учетом отключения парохладителя ПВД-7 при нагрузках менее 70%).

Третья группа режимов рассчитана из условия, что повышение мощности блока с помощью скользящего давления свежего пара осуществляется при полном открытии только первой группы сопел (клапаны 1—5), а после достижения номинального давления свежего пара увеличение мощности достигается открытием остальных клапанов (аналогично первой группе режимов).

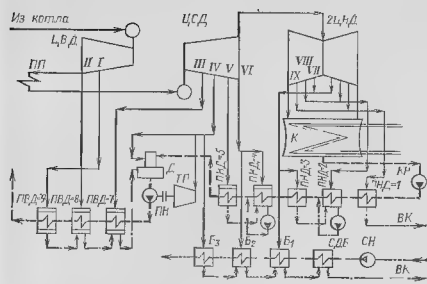


Рис. 16.14. Принципиальная схема турбоустановки с трехступенчатой бойлерной

Начальное давление пара в этих режимах при равных расходах, естественно, выше, чем при полном открытии всех клапанов, что определяет более высокий термический КПД цикла, но в связи с уменьшением пропускной способности органов парораспределения (при закрытых клапанах № 6—8) потери давления на паровпуске ЦВД составляют 12,5%.

Из рис. 16.13 видно, что такой способ регулирования мощности обеспечивает существенное повышение экономичности при относительно низких нагрузках. Так, при нагрузке 300 МВт выигрыш составляет 0,4% по сравнению с чисто скользящим и 1,4% по сравнению с номинальным давлением свежего пара.

Скользящее давление свежего пара и питательной воды позволяет благодаря снижению затрат мощности на привод питательных насосов существенно расширить диапазон работы как одного, так и обоих насосов с питанием их приводных турбин от отбора главной турбины, без переключения на БРОУ ТПН либо посторонний источник.

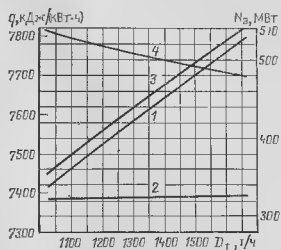


Рис. 16.15. Изменение мощности и экономичности турбины в зависимости от расхода свежего пара:

1 и 2 — мощность N_2 и удельный расход теплоты брутто q с теплофикационной нагрузкой 81,4 МВт; 3 и 4 — то же при отступлении теплофикационной нагрузки

Высокая технико-экономическая эффективность теплофикации определила целесообразность разработки проектно-конструкторских решений, направленных на увеличение отпуска теплоты от турбоустановок К-500-240 2 на базе нерегулируемых отборов пара.

При создании турбины К-500-240-2 принято решение о включении в схему теплофикационной установки производительностью 29 МВт (25 Гкал/ч), состоящей из двух подогревателей сетевой воды, питающихся паром из VII и V отборов. Температурный график сетевой воды — 130/70 °C.

В дальнейшем при анализе возможности увеличения отпуска теплоты с применением трехступенчатого подогрева сетевой воды, теплофикационная нагрузка повышена до 81,4 МВт (70 Гкал/ч) при температурном графике сетевой воды 150/70 °C. При этом питание подогревателей сетевой воды (бойлеров) Б1, Б2 и Б3 принято соответственно из VII, VI и V отборов (рис. 16.14).

Для обеспечения требуемого температурного графика теплофикационной установки при сниженных электрических нагрузках турбины питание верхнего бойлера Б3 резервируется паром IV отбора. Значительное (почти втрое) увеличение отпуска теплоты достигнуто не только благодаря задействованию пара VI отбора и интенсификации температурного графика сетевой воды, но и благодаря наличию определенных запасов по пропускной способности камер отборов, трубопроводов и арматуры. Это, однако, не исключило необходимость увеличения сортамента некоторых трубопроводов отборов, а также реконструкции узла отбора пара после первой ступени ЦВД.

На рис. 16.15 приведены кривые изменения мощности и удельного расхода теплоты на выработку электроэнергии на переменной электрической нагрузке с отпуском теплоты в количестве 81,4 МВт при температурном графике сетевой воды 150/70 °C (кривые 1 и 2), а также без отборов пара сверх регенерации. Как видно из рисунка, отпуск теплоты в количестве 81,4 МВт сопровождается потерями электрической мощности около 12 МВт, а экономичность турбины при номинальной электрической нагрузке на 4,3% выше, чем при эксплуатации без отборов на теплофикацию. При этом Б3 питается паром IV отбора.

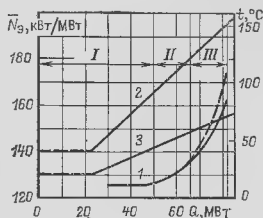


Рис. 16.16. Потери электрической мощности N_3 на каждый 1 МВт отпущенной теплоты (I) и температуры прямой (2) и обратной (3) сетевой воды в зависимости от теплофикационной нагрузки (Q)

Пунктиром показана потеря мощности турбины при питании Б-3 от IV отбора. Римскими цифрами обозначены диапазоны работы одного (Б1); двух (Б1 и Б2) и трех (Б1, Б2 и Б3) бойлеров

Интересно отметить, что при снижении электрической мощности (в диапазоне нагрузок 100—60% номинальной) удельный расход теплоты на выработку электроэнергии даже несколько снижается благодаря увеличению доли теплоты, отдаваемой в теплофикационную установку, по отношению к общему расходу теплоты, подводимой к турбине.

На рис. 16.16 представлена зависимость

усредненных потерь электрической мощности от количества отпускаемой теплоты при уменьшенном температурном графике сетевой воды и постоянной (номинальной) электрической нагрузке турбины.

Реализация повышенной теплофикационной нагрузки позволит получить на каждом блоке с турбинами К-500-240-2 экономно условного топлива не менее 5 тыс. т в год.

Глава семнадцатая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОУСТАНОВКИ. ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ И НАДЕЖНОСТЬ

17.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Экономичность энергоблока в процессе длительной эксплуатации в первую очередь зависит от квалификации оперативного персонала, знаний характеристик и особенностей узлов и систем блока, четкости выполнения требований инструкций заводов-изготовителей оборудования, умения быстро принимать правильные решения в сложных ситуациях.

В предыдущей главе рассмотрены режимы работы турбоустановки К-500-240-2 при установившихся во времени величинах всех параметров. Это так называемые установившиеся или стационарные режимы, при которых в течение длительного времени, предшествующего рассматриваемому моменту, не происходило сколько-нибудь существенных изменений нагрузки турбины, параметров поступающего в нее пара и других величин, определяющих работу турбоустановки. Аналогичным образом могут рассматриваться и режимы с медленным изменением основных параметров (квазистационарные режимы), когда, несмотря на некоторое изменение во времени величин, характеризующих работу турбоустановки, между ними сохраняются соотношения, соответствующие стационарному режиму.

В эксплуатации имеют, однако, место режимы, когда из-за быстрого изменения условий работы турбоустановки некоторые ее параметры существенно отличаются от таковых при стационарной работе. Такие неустановившиеся (нестационарные, переходные) режимы соответствуют пускам и остановам турбины, изменению ее нагрузки, колебаниям параметров свежего пара, температуры промежуточного перегрева, включению или выключению отборов пара, изменению величины этих отборов и т. д.

В практике эксплуатации известны случаи значительного ухудшения экономичности блока за межремонтный период (на 3—5%) из-за некачественного обслуживания оборудования, особенно в период пусков и остановов, а также при отклонениях от расчетных значе-

ний основных параметров при работе под нагрузкой.

С точки зрения термического состояния металла турбина является наиболее инерционным узлом энергоблока, поскольку ее детали, находящиеся под воздействием высоких температур, обладают большой толщиной стенки и массивными фланцевыми соединениями. С другой стороны, в отличие от прочих элементов блока нестационарные процессы, изменения расхода и параметров рабочего тела в турбине могут осуществляться с большой скоростью и сопровождаться значительными отклонениями от расчетных величин.

В связи с этим маневренность блока, т. е. способность последнего в максимальной степени удовлетворять требованиям энергосистемы и в конечном счете потребителей электроэнергии, в первую очередь зависит от характеристик турбины.

Обеспечение высокой маневренности в значительной мере противоречит другим важнейшим показателям совершенства оборудования — надежности и экономичности.

При нестационарных режимах происходит изменение температурного состояния турбины, достигают максимальных величин неравномерность распределения температур в ее узлах, а также вызванные этой неравномерностью температурные напряжения, деформации и относительные перемещения узлов.

Так, частые и чрезмерно быстрые пуски турбины могут привести к термосталостным повреждениям массивных деталей, повышенному износу уплотнений проточной части и подшипников. Быстрый и надежный пуск турбины затруднителен при малых осевых и радиальных зазорах в проточной части, уменьшение которых целесообразно с точки зрения экономичности. Точно так же скорость пуска и нагружения блока неизбежно снижается в случае сложной и разветвленной тепловой схемы, хотя она в большой степени определяет экономичность турбоустановки.

В процессе создания энергетического оборудования находят такие конструктивные, схемные и режимно-технологические решения, которые позволяли бы в максимальной мере «сбалансировать» характеристики, определяющие в первую очередь важнейшие показатели оборудования — надежность, экономичность и маневренность.

При установившихся режимах работы в турбине охлаждение пара за счет потерь теплоты при течении его по проточной части пренебрежимо мало. Температура поверхности узлов и деталей турбины несущественно отличается от температуры омывающего их пара (по крайней мере в рабочем диапазоне нагрузок, когда коэффициенты теплоотдачи от пара к поверхности достаточно велики). Поэтому при определении прочностных свойств материала, из которого изготовлена та или иная деталь турбины (кроме охлаждаемых деталей), ориентируются на температуру, равную расчетной температуре пара, соприкасающегося с этой деталью.

Как известно, при высоких температурах, характерных для узлов, близких к зоне паровпуска ЦВД и ЦСД турбины К-500-240-2, уровень допустимых напряжений, определяемых длительной прочностью и характеристиками ползучести материала, зависит не только от температуры детали, но и от длительности действия этих напряжений. В связи с этим, как правило, кратковременное увеличение по сравнению с расчетной величиной температуры пара (а также его расхода и давления, частоты вращения ротора и других подобных параметров) не представляет опасности. Однако многократное повторение упомянутых отклонений от расчетного режима может привести к накоплению необратимых изменений в узлах и деталях и как следствие к аварии.

В зоне температур ниже 400 °С при выборе допустимых напряжений исходят из предела текучести материала, поэтому при таких температурах даже однократные и кратковременные режимы, приводящие к превышению расчетного уровня напряжений, могут представлять серьезную опасность.

Неблагоприятной для турбины К-500-240-2 является также работа при сниженной температуре пара, особенно после промперегрева, что, кроме ухудшения экономичности, ведет к увеличению влажности на выходе и эрозийному износу рабочих лопаток последних ступеней турбины.

Снижение нагрузки турбины, позволяющее в этом случае обеспечить расчетную величину конечной диаграммой влажности, оказывается малоэффективным, так как слабо влияет на характеристики влажности перед послед-

ней ступенью, от которых в основном и зависит скорость эрозии.

Уровень температур той или иной детали турбины в установившемся режиме определяется, как отмечалось выше, температурой омывающего ее пара и изменяется вместе с этой температурой. При малых объемных расходах через последнюю ступень турбины К-500-240-2 (из-за ухудшения вакуума или работы турбины на режимах, близких к холостому ходу) за счет вентиляционных потерь происходит интенсивный разогрев выходящего из нее пара, а также выхлопных патрубков, если не включено их орошение.

Причиной отклонения температур в проточной части от расчетных величин может быть также несоответствие параметров пара на входе в ЦВД и ЦСД их номинальным значениям.

Практически все детали турбины даже в установившихся режимах имеют неравномерное температурное поле, поскольку отдельные участки их поверхности либо омываются паром различной температуры, либо соприкасаются с соседними, иначе нагретыми деталями. Для роторов и корпусов каждого из цилиндров турбины К-500-240-2 характерна осевая неравномерность температур, соответствующая снижению температуры пара от ступени к ступени. Обусловленные этой неравномерностью тепловые потоки приводят к некоторому снижению уровня температур (в среднем по сечению, перпендикулярному оси турбины) в зоне паровпуска и к некоторому его повышению по сравнению с температурой пара на участке последних ступеней цилиндра.

Существенная осевая неравномерность температур имеет место на участках концевых уплотнений, где к ним подается пар из коллектора уплотнений. Довольно значительны радиальные неравномерности температур, возникающие в корпусах клапанов и цилиндров турбины за счет отвода теплоты наружу через изоляцию (от внутренних корпусов ЦВД и ЦСД турбины К-500-240-2 — к пару, протекающему в межцилиндровом пространстве).

Сложным температурным состоянием отличаются торцевые стенки внешних корпусов высокого и среднего давления, по всей внутренней поверхности которых осуществляется подвод теплоты от пара, в то время как от наружной поверхности, кроме потока теплоты через изоляцию, идет интенсивный местный отвод его к лапам, которыми цилиндр опирается на опору подшипника, а центральная зона стенки вокруг отверстия для выхода вала омывается идущими через камеры концевых уплотнений потоками среды, заметно различающимися между собой по темпера-

Обоймы ЦНД турбины К-500-240-2 располагаются внутри выхлопных патрубков и окружены паром, параметры которого близки к таковым в конденсаторе. Температуры внутри обоймы, особенно в зоне подвода пара в нее, достаточно высоки, так что радиальная неравномерность температур по ребрам обоймы могла бы практически сравняться с полными температурным перепадом ЦНД и достичь 200 °С. Чтобы предотвратить возникновение такой неравномерности, приводящей к температурным напряжениям, превышающим предел текучести углеродистой стали, из которой изготавливается обойма, и к остаточным деформациям (короблению) обоймы, ее наружная поверхность покрывается теплоизолирующим экраном.

В установившихся режимах температурные неравномерности и термические напряжения незначительны. Напряженное состояние корпусов и элементов проточной части под совместным силовым воздействием пара и центробежных сил (для вращающихся узлов) оказывается наиболее тяжелым, что для высокотемпературных узлов усугубляется снижением прочностных свойств и парастанием пластических деформаций (ползучести). Поэтому при определении расчетного ресурса (срока службы) таких узлов наряду с учетом накапливающейся в переходных режимах малоциклового усталости, исходят из напряжений и характеристик металла в условиях эксплуатации с максимальной мощностью.

Циклические процессы изменения температуры и давления неизбежны в условиях эксплуатации. При проектировании турбины расчетный ресурс основных узлов определяется исходя из заданного количества пусков, остановов, колебаний нагрузки и параметров пара. В реальных условиях снижение долговечности элементов турбины и ухудшение ее эксплуатационных показателей происходит из-за нарушений в работе оборудования, некачественного монтажа, ремонта и технического обслуживания.

Современные изоляционные материалы и методы их нанесения, надежность способов крепления накладных элементов практически гарантируют высокое качество изоляции в условиях длительной эксплуатации. Однако нередки случаи механических повреждений изоляции при проведении ремонтных либо профилактических работ на турбине. Достаточно сложной задачей является качественное изолирование нижних половин ЦВД и ЦСД в условиях тесного расположения трубопроводов, особенно в зонах торцевых частей корпусов, находящихся в непосредственной близости к поперечным балкам фундамента и опорам подшипников. Эффективным средством

обеспечения высококачественной изоляции нижних половин корпусов цилиндров турбины К-500-240-2 является нанесение изоляционных материалов до установки корпусов в проемы фундамента при монтаже турбины. Для предотвращения повреждения изоляции после установки нижних половин на место целесообразно заранее приварить патрубки подводов и отводов пара такой длины, чтобы они выходили за пределы изоляции на длину не менее 500 мм. Наиболее часто разрушение изоляции без последующего ее восстановления имеет место при ремонте или замене термпар в нижних половинах корпусов ЦВД и ЦСД. Поэтому целесообразно осуществлять прокладку проводов термпар в металлических трубках непосредственно по корпусу цилиндра и выводить за пределы изоляции единым пучком, а также заранее устанавливать резервные термпары.

Недооценка качества изоляции корпусов часто является причиной существенного снижения экономичности турбины, а иногда приводит к серьезным повреждениям проточной части из-за коррозийного цилиндра и связанных с этим радиальных задеваний в концевых, диафрагменных и надбандажных уплотнениях.

Низкое качество изоляции нижней половины ЦСД в зоне заднего концевое уплотнения на одной из турбин К-500-240-2 вызвало появление температурной разности «верх — низ» по выхлопной части корпуса после останова, которая через 10–12 ч простоя достигала 100–110 °С. При последующем пуске в результате задеваний ротора ЦСД о концевые и диафрагменные уплотнения и увеличения радиальных зазоров КПД цилиндра снизился на 1,6 %, что привело к ухудшению экономичности блока на 0,4 %. Годовой перерасход условного топлива в результате этого составил 3700 т.

Недостаточное внимание к надежности арматуры и ее своевременному открытию и закрытию неоднократно создавало аварийные ситуации в переходных режимах эксплуатации.

Авария турбины К-300-240 имела место из-за срыва вакуума в конденсаторе через предохранительные клапаны растопочного расширителя, происшедшего из-за падения давления ниже атмосферного при останове блока. Причиной аварии оказались неполное закрытие задвижки на трубопроводе сброса пара из расширителя в конденсатор и прекращение подачи запаривающего пара из котла в растопочный расширитель.

Остаточный прогиб ротора ЦСД другого турбоагрегата К-300-240 имел место из-за заброса воды в проточную часть в районе III отбора через дренаж камеры отбора. Причиной аварии оказалась врезка постоянно действующего дренажа сбросных трубопроводов БРОУ в коллектор дренажей среднего давления. При работе БРОУ создавался подпор давления в коллекторе дренажей, и открытие персоналом дренажа камеры III отбора в период разворота горячей турбины привело к забросу воды, скопившейся в трубопроводе дренажа над запорным вентилем, в ЦСД, что вызвало резкое снижение температуры нижней половины цилиндра.

Недостаточный контроль температурного состояния трубопроводов байпасов ГПЗ на одном из блоков при-

Таблица 171 Предельные контрольные величины эксплуатации турбоагрегата К-500-240-2

Наименование	Величина	Примечание
Общеслочные защиты		
Осевой сдвиг ротора, мм: предупредительный сигнал уставка защиты	-1,0; +0,5 -1,5; +1,0	«0» прибора осевого сдвига — ротор прижат к упорным колодкам стороны генератора «←» — сдвиг в сторону генератора; «→» — сдвиг в сторону регулятора. Защита работает со срывом вакуума в конденсаторах
Давление масла на смазку: включение резервного и первого аварийного масляных насосов, предупредительный сигнал уставка защиты, включение второго аварийного масляного насоса, МПа	Падение уровня в выгорелке дефферного бака 0,15	Сигнал поступает от прибора ПРУ-5 Защита работает со срывом вакуума в конденсаторах
Давление в конденсаторах, % разрежения/ кПа: предупредительный сигнал уставка защиты	86/15 71/30	— —
Защиты турбины		
Относительные расширения, мм предупредительный сигнал ротор ЦВД ротор ЦСД ротор ЦВД-2 уставка защиты: ротор ЦВД ротор ЦСД ротор ЦВД-2	-1,5; +4,0 -2,0; +4,0 -2,0; +12,0 -2,0; +5,0 -2,5; +5,0 -3,0; +13,0	«←» — ротор длиннее корпуса, «→» — ротор короче корпуса. Защиты по относительным перемещениям роторов ЦВД и ЦСД включаются только на период пуска, останова и расхолаживания турбоагрегата и отключаются по окончании пуска после достижения нормального температурного состояния металла ЦВД и ЦСД. Защита ЦВД-2 должна быть включена в работу постоянно
Температура выхлопных патрубков ЦВД, °С: предупредительный сигнал уставка защиты	65 90	Защита от двух термпар на правой стороне I и II потоков ЦВД. Контакты приборов соединены последовательно. Защита работает с выдержкой времени 20 с
Повышение перепада давлений на двух последних ступенях ЦВД, МПа: уставка защиты	2,16	Защита выполняется с допуском $\pm 10\%$ по давлению с использованием двух комплектов электронных приборов с четырьмя датчиками давления. Контакты приборов соединены последовательно
Снижение импульсного давления в системе регулирования, МПа предупредительный сигнал уставка защиты	На 0,07 На 0,1	Снижение импульсного давления на указанные величины по отношению к номинальной величине при 3000 об/мин. Защита срабатывает с выдержкой 5 с
Давление свежего пара, МПа	24,0	Останов турбины с выдержкой до 3 мин
Температура свежего пара, °С повышение: предупредительный сигнал уставка защиты снижение: предупредительный сигнал уставка защиты — I предел уставка защиты — II предел	550 560 530 520 500	Останов турбины с выдержкой до 3 мин Останов турбины с выдержкой до 3 мин Немедленный останов турбины
Температура вторичного пара, °С повышение: предупредительный сигнал уставка защиты снижение: предупредительный сигнал уставка защиты	550 560 530 520	Останов с выдержкой до 3 мин Останов с выдержкой до 3

Наименование	Величина	Примечание
Ограничения		
Давление свежего пара, МПа	23,5—24,0	Разрешается работа турбины не более 30 мин одновременно и не более 2000 ч в год. При нагрузках ниже 70 % номинальной разрешается длительная работа турбины при температуре вторичного пара 520 °С и выше
Температура свежего пара, °С	545—550	
Температура вторичного пара, °С	545—550	
Примечание: Команды на отключение турбоагрегата поступают от термопар, установленных на выходе из котла.		
Защиты турбины		
Уровень в маслобаке, мм:	0	Немедленный останов турбины
предупредительный сигнал	—50	
уставка защиты		
Температура баббита упорного и опорных подшипников, °С	100	Немедленный останов турбины
Эксцентриситет роторов, мм:		
ротор ЦВД	0,05	—
ротор ЦСД	0,05	—
Минимальное давление масла в коллекторе гидropодъема, МПа	3,0	Отключение валоповоротного устройства
Вибрация опор подшипников, мкм	60	Турбина должна быть остановлена в случае резкого повышения вибрации более чем на 30 мкм от установившегося уровня со срывом вакуума в конденсаторе
Скорости прогрева металла, °С/мин		
Перепускных труб в диапазоне температур:		
до 250 °С	15	—
250—400 °С	10	—
400—500 °С	6	—
свыше 500 °С	3	—
ЦВД, ЦСД, блоков парораспределения и блоков клапанов п, омперегрева в диапазоне температур:		
до 200 °С	2	—
200—300 °С	1,5	—
300—400 °С	1,0	—
400—500 °С	0,8	—
свыше 500 °С	0,6	—
Разности температур, °С		
Между верхней и нижней образующей корпусов ЦВД и ЦСД в контролируемых сечениях	35	—
Между левой и правой сторонами ЦВД, ЦСД и ЦПД	20	—
Между фланцем (на глубине оси шпильки) и шпилькой ЦВД и ЦСД:		
при прогреве	45	—
при охлаждении	15	—
по ширине фланцев ЦВД и ЦСД	100	—
Прочие ограничения		
Параметры пара в сбросных трубопроводах ЦСБУ и в сбросной линии промперегрева:		
давление, МПа	1,5	—
температура, °С	250	—
Температура после приемных устройств конденсаторов, °С	80	—

Наименование	Величина	Примечание
Время работы турбины на холостом ходу при синхронизации и после сброса нагрузки не более, мин	15	Более длительная работа турбины на холостом ходу допускается при испытании системы регулирования и защиты (до 30 мин) и проведении электрических испытаний генератора (по согласованию), но не более 20 ч единовременно, при давлении в конденсаторах не выше 8 кПа (0,081 кгс/см ²) и соблюдении всех показателей тепломеханического состояния турбины, указанных в инструкции

вел к гидроудару в проточной части ЦВД с разрушением соплового аппарата и рабочих лопаток регулирующей ступени

Значительное повреждение уплотнений ЦСД турбины К-500-240 имело место из-за попадания влажного пара в проточную часть через трубопровод отбора из общестанционной магистрали. Причиной повреждений оказалось неплотное закрытие задвижки на трубопроводе отбора пара на калориферы котла из-за неправильной установки концевика, отключающего электропривод задвижки.

Опыт показывает, что наиболее частыми являются повреждения, связанные со схемой трубопроводов и особенно дренажно-продувочной системой, а также с неправильными действиями персонала при осуществлении подготовительных и пусковых операций.

Дополнительная врезка в коллектор дренажей какого-либо даже низкотемпературного дренажа может привести к падению давления в коллекторе, невозможности дренирования трубопроводов турбоустановки и даже забросу воды в проточную часть. Поэтому совершенно недопустима врезка дополнительных, не предусмотренных заводской схемой, дренажей в коллекторы дренажей среднего и низкого давлений.

Все дренажи трубопроводов ХПП и ГПП, включая дренажи трубопроводов в пределах котла, а также дренажи трубопроводов I и II отборов, должны быть врезаны в специальный коллектор дренажей системы промперегрева. В практике эксплуатации блоков имели место случаи гидроударов в трубопроводах промперегрева из-за невозможности дренирования последних перед пуском, когда эти трубопроводы находятся под разрежением, из-за того, что дренажи трубопроводов в пределах котла врезаны в атмосферный в.в. Поэтому в процессе монтажа блока необходимо проследить, чтобы все без исключения дренажи системы промперегрева и трубопроводов I и II отборов врезаны в собственный коллектор, связанный с вакуумным расширителем дренажей турбины.

Показатели маневренности турбины К-500-240-2 удовлетворяют требованиям Минэнерго СССР, предъявляемым к мощным энергетическим блокам. Это достигнуто благодаря хорошим динамическим характеристикам валопровода, умеренным паровым объемам между парозапорными органами и проточными частями, высокому быстродействию системы регулирования, парораспределения и защиты, а также в результате внедрения совершенных вспомогательных систем (обогрев фланцевых соединений, охлаждение вы-

хлопных патрубков ЦНД, дренажно-продувочная система и т. д.), облегчающих осуществление переходных режимов эксплуатации. Большое значение имеет также расширяющееся применение комплекса пусковых регуляторов, построенного по функционально-групповому принципу, с возможностью расширения объема оборудования, включаемого в систему автоматического оборудования.

Предельные контрольные показатели надежной эксплуатации турбоустановки приведены в табл. 17.1. В таблице указаны условия работы защит и блокировок, а в тех случаях, когда они не предусмотрены, оговорены действия оперативного персонала по предотвращению аварийных ситуаций.

В зависимости от типа вспомогательного оборудования, технологических схем, конкретных эксплуатационных условий и прежде всего от квалификации оперативного персонала объем и последовательность действий и операций по пуску и обслуживанию основного и вспомогательного оборудования могут отличаться от рекомендуемых, однако в каждом случае таких отклонений персонал должен отдавать себе отчет в возможных последствиях неправильных действий для эксплуатируемого оборудования и для себя лично.

При осуществлении пусков и режимов расхолаживания не должны допускаться значительные отклонения параметров свежего и вторично перегретого пара от рекомендуемых графиками-заданиями. Приемлемыми могут считаться отклонения $\pm 0,5$ МПа (5,0 кгс/см²) по давлению свежего пара и $\pm 10^\circ\text{C}$ по температуре свежего и вторично перегретого пара.

17.2. ПУСК ТУРБОУСТАНОВКИ

Пуск турбины является одной из наиболее ответственных и сложных эксплуатационных операций. При пусках происходят наибольшие изменения размеров и формы вращающихся и неподвижных деталей, осевых и ра-

диальных зазоров в проточной части, усилий на упорном и опорных подшипниках.

Сложность осуществления пусковых режимов обусловлена также большим объемом оперативной информации, перерабатываемой эксплуатационным персоналом даже при наличии совершенной системы автоматики, защиты, дистанционного управления и сигнализации.

Надежность пусковых режимов является главным требованием к технологии их проведения.

Именно при пусках турбин чаще всего происходят повреждения проточной части, связанные с недопустимым изменением формы и взаимного расположения вращающихся и неподвижных элементов. Причинами таких повреждений могут быть:

- осевые задевания о диафрагмы, обоймы либо корпус цилиндра в результате недопустимого относительного перемещения ротора или недостаточной величины осевых зазоров из-за неправильной сборки проточной части;

- термические прогиб ротора из-за появления температурных разностей по его диаметру, что приводит к радиальным задеваниям, а при повышении скорости вращения — к прогрессирующему прогибу ротора и почвлению в ряде случаев остаточного прогиба последнего;

- термические деформации корпуса из-за температурных разностей между верхними и нижними образующими, что также приводит к радиальным задеваниям;

- термические деформации корпуса вследствие разностей температур между левой и правой сторонами из-за некачественной изоляции либо ошибочных действий персонала при использовании системы обогрева фланцевых соединений;

- вертикальные перемещения цилиндров и опор подшипников в результате деформаций фундамента, вызванных повышенным трением опор по фундаментным плитам; перемещения и деформации цилиндров могут быть вызваны также усилиями от присоединенных к ним массивных трубопроводов;

- попадание воды или влажного пара в проточную часть из трубопроводов отборов, системы дренажей и продувок, трубопроводов уплотнений (связанных с источниками постороннего пара) из-за ошибочных действий персонала или неправильных схемных решений;

- нарушение центровки валопровода из-за упругих, термических или остаточных деформаций фундамента и т. д.

Перед пуском турбоустановки необходимо произвести проверку всех систем и оборудования.

Пуск турбоагрегата запрещается:

- при неисправности любой из защит, действующей на останов оборудования;

- при неисправности устройств контроля осевого сдвига и относительного расширения ротора, а также приборов контроля температурного состояния турбоагрегата;

- при неисправности дистанционного управления оперативными регулируемыми органами, а также арматурой, используемой при ликвидации аварийных ситуаций;

- при неисправностях системы регулирования и парораспределения, которые при сбросах нагрузки могут привести к разгону турбины;

- после монтажа или ремонта без снятия характеристик системы регулирования и заполнения соответствующей документации;

- при неисправности масляных насосов или устройств их автоматического включения;

- при неисправности аварийного насоса масляной системы уплотнений генератора;

- при качестве масла, не удовлетворяющем нормам на эксплуатационные масла, и при температуре его ниже установленного предела;

- при отсутствии перелива масла хотя бы из одного аварийного масляного бачка;

- при наличии свищей, течей и парений в паропроводах, питательных трубопроводах и арматуре;

- при неисправных обратных клапанах отборов турбоустановки;

- при обрыве пружинных подвесок паропроводов;

- при неготовности к включению БОУ.

При неисправности отдельных приборов, регуляторов и блокировок кроме указанных выше, пуск турбоустановки может быть разрешен главным инженером электростанции.

К моменту пуска должны быть закончены все ремонтные (монтажные) работы по турбоагрегату и вспомогательному оборудованию.

При подготовке к пуску, особенно из неостывшего и горячего состояния, персонал должен принять меры, исключающие заброс воды либо влажного пара в проточную часть турбины, в горячие блоки клапанов и трубопроводы из коллектора собственных нужд или из трубопроводов отборов, связанных с общестанционными магистральями.

Систематический контроль термического состояния блоков клапанов, толстостенных трубопроводов, корпусов ЦВД и ЦСД позволяет не только своевременно обнаружить поступление в них воды или влажного пара, но и путем сопоставления по времени начала возникновения температурных неравномерностей и проводимых оперативных переключений выявить источник вредного поступления

среды и ликвидировать ненормальность. В связи с этим качественная работа аппаратуры температурного контроля металла высокотемпературных узлов при подготовительных и собственно пусковых операциях имеет важное значение.

Пуск турбины из различных тепловых состояний производится регулируемыми клапанами при сепараторном режиме работы котла, который обеспечивает пониженное давление свежего пара и обеспечивает поддержание требуемой температуры свежего и вторичного пара. Пуск после кратковременного простоя блока может осуществляться на прямоточном режиме, при номинальных либо близких к ним параметрах пара.

В зависимости от теплового состояния турбины режимы пусков разделяются на три группы:

режим пуска из холодного состояния — при температуре металла паровпуска ЦВД ниже 150°C;

режим пуска из неостывшего состояния — при температуре металла паровпуска ЦВД от 150°C до 320°C;

режим пуска из горячего состояния — при температуре металла паровпуска ЦВД выше 0°C.

Такое разделение режимов определяется особенностями пусков с точки зрения наиболее целесообразной технологии подготовительных и собственно пусковых операций.

К числу основных особенностей технологии пуска турбины из любого температурного состояния относятся:

низкое давление свежего пара, позволяющее производить разворот турбины регулирующими клапанами и обеспечивающее полное открытие последних в начальный период нагружения;

использование для регулирования температуры свежего пара пускового впрыска в главные паропроводы, а для регулирования температуры промпрегрева — байпаса промпрегревателя для блоков, оснащенных байпасом, и пусковых впрысков в паропроводы горячего промпрегрева;

использование растопочного расширителя как источника пара для подогрева и деаэрации воды в деаэраторе и для вывода загрязнений из пароводяного тракта блока;

прогрев главных паропроводов и корпусов блоков парораспределения ЦВД до регулирующих клапанов при открытых ГПЗ и стопорных клапанах;

совмещенный с разворотом роторов турбины прогрев трубопроводов промпрегрева (за исключением случаев пуска из горячего состояния, когда такой прогрев не требуется), который производится паром, отработавшим

в ЦВД, а затем перегретым в промпрегревателе котла при частоте вращения роторов 16—17 с⁻¹ (1000 об/мин), закрытых блоках клапанов ЦСД и открытой задвижке на трубопроводе прогрева и обеспаривания промпрегрева.

В ряде случаев целесообразно на начальных этапах пуска турбины поддерживать повышенное давление в конденсаторах — 35 кПа (вакуум около 500 мм рт. ст.) — для интенсификации прогрева роторов паром, подаваемым на уплотнения, а также цилиндра высокого давления и трубопроводов промпрегрева в период совмещенного с разворотом роторов прогрева промпрегрева. Ускорение прогрева трубопроводов при частоте вращения роторов 800—1000 об/мин достигается также прикрытием задвижки на линии прогрева и обеспаривания промпрегрева с повышением давления в последнем до 0,8—1,0 МПа. Это мероприятие не только повышает скорость прогрева металла за счет увеличения расхода пара через ЦВД и теплоотдачи от преющего пара, но и обеспечивает полное открытие регулирующих клапанов, способствуя равномерному прогреву блоков парораспределения, перепускных труб и паровпускной части ЦВД.

При пусках из горячего состояния повышение давления в конденсаторах целесообразно также с точки зрения уменьшения расхолаживания перепускных трубопроводов ЦВД и ЦСД в период подготовительных операций паром, подаваемым на уплотнения. Однако повышенное давление в конденсаторах допустимо лишь в начальный период пуска при частоте вращения роторов до 1000 об/мин. При повышении частоты вращения необходимо обеспечить снижение этого давления с тем, чтобы при номинальной частоте вращения роторов давление в конденсаторе было не выше 8—10 кПа (вакуум около 700 мм рт. ст.).

При пусках из холодного состояния, если температура корпуса ЦСД в зоне паровпуска ниже 100°C (примерно этой температуре соответствует порог хладноломкости высоколегированной стали, из которой изготовлен ротор ЦСД), после прогрева трубопроводов промпрегрева до 100—120°C следует открыть клапаны ЦСД, закрыть линию прогрева и обеспаривания промпрегрева и сделать выдержку 1,5 ч на частоте вращения роторов 1000 об/мин.

Пуски турбины из неостывшего и горячего состояний осложняются, как правило, неравномерным исходным температурным состоянием основных узлов турбины, возникающим вследствие различных скоростей остывания перепускных труб, блоков клапанов высокого давления и трубопроводов промпрегрева по сравнению с корпусами ЦВД и ЦСД.

Во всех случаях температура свежего и вторичного пара как в начальный период разворота роторов, так и в процессе нагружения определяется тепловым состоянием паровпускных частей ЦВД и ЦСД. Поскольку температурный уровень других узлов турбины (блоки клапанов ЦВД и ЦСД, перепускные и главные паропроводы после ГПЗ-2) существенно ниже, пуск турбины без предварительной подготовки вызвал бы прогрев последних с повышенными скоростями и появлением недопустимых термических напряжений в металле узлов. Предварительный прогрев наиболее остывших узлов, а также использование системы обогрева фланцевых соединений позволяют избежать опасных скоростей прогрева и температурных разностей в толстостенных узлах при пуске и нагружении турбины.

Двухстенная конструкция корпусов ЦВД и ЦСД турбины К-500-240-2, через межкорпусное пространство которых в нормальных режимах идет только пар на переднее уплотнение, обеспечивает минимальные разности температур по толщине стенок и ширине фланцев корпуса. Для повышения маневренности в режимах пуска из холодного и неостывшего состояний при такой конструкции предусматриваются увеличение расхода пара через межкорпусное пространство с помощью патрубков отсоса, расположенных в лобовой части наружных корпусов, и обогрев фланцевых соединений, что позволяет ограничить относительные расширения роторов и разности температур по ширине фланцев. С теми же целями эти устройства используются для ускоренного расхолаживания турбины при останове и ремонте.

Различия в технологии использования системы обогрева заключаются в том, что при пуске из холодного состояния обогрев включается в работу до подачи пара в турбину, а при пуске из неостывшего состояния и в режимах расхолаживания — лишь после предварительного дренирования и прогрева трубопроводов системы обогрева для предотвращения резкого расхолаживания фланцев и шпилек водой или влажным паром. В процессе прогрева повышение температуры металла должно происходить плавно, без превышения допустимых разностей и скоростей прогрева (табл. 17.1).

Отключение обогрева при пусках должно производиться после достижения номинальной температуры паровпускных частей ЦВД и ЦСД. Преждевременное отключение системы обогрева может привести к быстрому росту температурных разностей по ширине фланцев и раскрытию разъемов цилиндров.

Технология использования дренажно-продувочной системы при пусках определяется

исходным температурным состоянием трубопроводов, корпусов и блоков клапанов турбоустановки. При пусках из холодного состояния должны быть открыты все дренажи и продувки. Закрытие их осуществляется по мере завершения узловых технологических операций: програв паропроводов, блоков клапанов, разворот до холодного хода, синхронизация. Следует иметь в виду, что несвоевременное закрытие дренажно-продувочных линий ухудшает экономичность пуска, усложняет работу приемных устройств (продувочного коллектора, расширителя дренажей и конденсаторов) и может вызвать появление подпора давления в расширительном баке РБ-9, нарушения вакуумной плотности конденсационной системы, повреждение трубного пучка конденсаторов.

Температурные неравномерности в элементах турбины, наблюдаемые при любых режимах ее эксплуатации, становятся наибольшими в случае неуставившихся режимов, связанных с прогревом или охлаждением. Объясняется это тем, что тепловой поток, определяющий скорость нагрева (или охлаждения) детали, пропорционален температурному градиенту на поверхности, через которую идет теплообмен. Поскольку все основные детали и узлы турбины К-500-240-2 изготавливаются из сталей перлитного класса, теплофизические характеристики которых (удельная теплоемкость, коэффициент теплопроводности и пр.) близки между собой, тепловой поток через поверхность и связанная с ним неравномерность температур в детали прямо зависят от толщины детали (линейного размера в направлении, перпендикулярном поверхности теплообмена) и от скорости прогрева.

Следует подчеркнуть, что если в установившихся режимах распределение температур во многих деталях имеет характер, близкий к линейному, то для неуставившихся режимов характерно нелинейное распределение температур, дающее, как правило, при одинаковой разнице между максимальной и минимальной температурой деталей существенно более высокий уровень температурных напряжений. Даже в случаях, когда линейное температурное поле не вызывает напряжений, нелинейное приводит к их возникновению.

Существует тесная связь между скоростью разворота и нагружения турбины и скоростью ее прогрева. Особенно четко эта связь прослеживается в начальный период пуска из холодного состояния. В рассматриваемый период температура омываемых паром поверхностей основных узлов турбины за счет происходящей на них конденсации без отставания следует за температурой насыщения пара, а последняя растет с давлением пара при увеличении его расхода через турбину.

В проточной части турбины рост давления, пропорциональный увеличению расхода пара, сдерживается необходимостью проведения в процессе пуска ряда технологических операций. Иначе обстоит дело при прогреве тугоплавких линий, какими являются при закрытых клапанах участки главных паропроводов и блоки клапанов свежего пара турбины. Если не ограничивать искусственно скорость повышения давления в этих узлах, термические напряжения в их элементах могут достичь опасного уровня, так как, несмотря на отсутствие протока пара, темп прогрева будет недопустимо высок за счет конденсации пара на их поверхности при быстро растущей температуре насыщения.

После того, как температура поверхности, омываемой перегретым паром, превысит температуру насыщения при давлении этого пара, конденсация прекращается, интенсивность теплообмена уменьшается, теперь решающее влияние на скорость прогрева начинает оказывать разность температур «пар — металл». По мере повышения нагрузки турбины в каждой точке проточной части растет давление, плотность пара и коэффициент теплоотдачи, так что в рассматриваемом режиме для сохранения приемлемой скорости прогрева темп нагружения турбины должен в принципе выбираться в зависимости от текущего значения указанной разности температур.

Однако замер температуры внутренних поверхностей корпусов, в особенности многостенных, сопряженных со значительными трудностями, в связи с чем в качестве эксплуатационных показателей часто используются разности температур по толщине стенки или по ширине фланца. Допустимые величины этих показателей назначаются с учетом того, что глубинные термопары не доходят до омываемой паром поверхности.

В большинстве случаев напряжения и деформации, вызываемые неравномерным распределением температур в деталях, представляют опасность не сами по себе, а суммируясь с напряжениями или деформациями, причиной которых являются «силовые» воздействия: центробежные силы, перепады давления и т. п. Так, при пуске турбины прогрев роторов идет с наружной поверхности, вследствие чего у этой поверхности возникают сжимающие температурные напряжения, а в центральной зоне ротора — растягивающие. Хотя абсолютная величина тангенциальных температурных напряжений в центральной зоне при этом меньше, чем в периферийной, но вместе с напряжениями от центробежных сил они могут превысить предел текучести металла.

В сварных роторах низкого давления, имеющих массивные внутренние диски, наи-

большие температурные напряжения имеют место на участке паровпуска в периферийной зоне, где при быстром прогреве тангенциальные сжимающие напряжения могут превысить допустимые границы, несмотря на одновременное действие центробежных сил, вызывающих растяжение этой зоны [54].

Важное значение имеет обеспечение во всех режимах плотности фланцевого соединения горизонтального разъема корпусов турбины, где напряженное состояние определяется усилиями от внутреннего давления в цилиндре и от предварительного затяга крепежа, а в режимах пуска — также температурной неравномерностью во фланцах и температурной разностью «фланец — шпилька». Скорость прогрева может лимитироваться суммарными напряжениями растяжения в крепежных деталях (шпильках или болтах) или сжатия на раземе, причем превышение предела текучести в обоих случаях может привести к раскрытию фланцевого соединения и пропариванию после выравнивания температур в этом узле.

Определяющими факторами при прогреве фланцевого соединения являются стрелка температурной кривой фланца и разность между его среднестатистической температурой и температурой шпильки. Однако в связи со сложностью контроля этих величин в эксплуатационных условиях ограничиваются значениями контролируемых разностей температур по ширине фланцев и «фланец — шпилька», а также скоростей повышения температур пара и металла.

Расчеты, проведенные по [6], показывают, что в начальный период пуска при малой разности температур между фланцем и шпилькой допустима повышенная скорость прогрева, что, оказывая не очень большое влияние на длительность холодного пуска, может сыграть важную роль при неостывшем и горячем исходном состоянии турбины, когда высокая скорость пуска положительно влияет на относительное расширение ротора. В течение межремонтного периода предварительный затяг шпилек за счет релаксации напряжений снижается, в связи с чем к моменту перезатяжки крепежа несколько увеличиваются допустимые скорости прогрева, но значительно возрастает опасность раскрытия фланцевого соединения при резких снижениях температуры пара.

Деформациям некоторых деталей должно уделяться серьезное внимание даже в тех случаях, когда они не сопровождаются опасными напряжениями. В первую очередь это относится к деформациям деталей ротора и статора, приводящим к уменьшению зазоров между ними.

Несколько условно такие деформации можно разделить на радиальные и осевые.

Радиальные деформации деталей ротора определяются главным образом центробежными силами и прогревом ротора. Их максимальные значения соответствуют номинальной частоте вращения и максимальным температурам пара по проточной части, причем из-за высоких коэффициентов теплоотдачи, обусловленных вращением ротора, температурные расширения происходят при незначительном отставании во времени от повышения температуры пара.

К моменту, когда радиальные расширения ротора становятся максимальными, корпус прогрет еще не полностью, а давление пара не достигает наибольших значений, поэтому радиальные расширения корпуса оказываются меньшими, чем расширения ротора в том же сечении, перпендикулярном оси турбины.

В дальнейшем, когда корпус прогревается полностью и давление в нем поднимается до максимума, он дополнительно расширяется. Поэтому, если бы зазоры в надбандажных уплотнениях определялись непосредственно корпусом, они в установившемся режиме оказались бы больше, чем минимально необходимые по условиям предотвращения заеданий. Из этих соображений надбандажные уплотнения выполняются на козырьках диафрагм, имеющих меньшее, чем корпус, отставание от ротора в прогреве и практически не деформирующихся радиально при увеличении давления по проточной части.

То обстоятельство, что радиальные деформации корпусов (и обойм) продолжаются, когда прогрев диафрагм завершен и силы трения на кольцевых опорных поверхностях диафрагм, обусловленные перепадом давлений, достаточно велики, чтобы обеспечить вертикальное перемещение верхних половин диафрагм вслед за расширяющимся корпусом, может, по-видимому, рассматриваться как одна из причин наблюдающегося в эксплуатации раскрытия разъемов диафрагм. Другая причина этого явления связана с радиальной температурной неравномерностью в диафрагмах вследствие того, что из-за положительной степени реактивности по дискам в диафрагменные уплотнения последующей ступени попадает пар из уплотнений предыдущей диафрагмы, имеющий более высокую температуру, чем пар, поступающий из рабочего колеса предыдущей ступени в направляющий аппарат последующей.

Исследования показывают [33], что поверхность разъема диафрагмы деформируется с образованием клиновидных щелей, раскрывающихся в направлении к ободу. Поскольку диафрагмы подвешиваются за нижнюю поло-

вину у разъема, такая их деформация приводит также к перемещению центра расточки диафрагм вверх на величину «выпучивания» нижней половины и к соответствующему перераспределению радиальных зазоров в уплотнениях. Для предотвращения раскрытия разъемов диафрагм в турбине К-500-240-2 применено в ряде случаев сболчивание их верхних и нижних половин.

Избежная в реальных условиях окружающей неравномерности физических свойств металла ротора, в частности теплопроводности, может привести к заметной диаметральной асимметрии температур и температурных расширений при быстром нагреве или охлаждении ротора, несмотря на практически идеальную равномерность условий теплообмена и температур на поверхности ротора. Вызванное этим искривление ротора, если оно невелико, исчезает по мере выхода на установившийся режим и выравнивания температур. Если же величина температурного искривления станет соизмеримой с радиальными зазорами в уплотнениях, то это может привести к односторонним заеданиям ротора об уплотнительные усики, дальнейшему росту диаметральной асимметрии температур и искривления ротора и к развитию аварии. Это обстоятельство может требовать ограничения темпа изменения температуры ротора даже при умеренном уровне напряжений.

Существенная деформация ротора ЦВД с искривлением его оси вращения наблюдается при асимметричном парциальном подводе пара к регулирующей ступени. При малых нагрузках турбины К-500-240-2 выпуск пара осуществляется через две соплые коробки, расположенные симметрично относительно оси, что исключает возникновение изгибающего момента, действующего на ротор со стороны парового потока. Открытие следующей группы сопел сопровождается появлением одностороннего парового усилия, которое к началу открытия последней группы сопел создает крутящий момент, соответствующий примерно трети мощности регулирующей ступени в рассматриваемом режиме. Это усилие, направленное под углом около 45° к вертикали вниз, вызывает изгиб ротора в том же направлении. Прогиб при этом может достигать 0,3—0,4 мм, а соответствующие знакопеременные напряжения на поверхности бочки ротора 5—7 МПа (51—71,4 кгс/см²). По мере открытия последней группы сопел, расположенной симметрично предыдущей, описанные явления исчезают.

Важное значение для обеспечения нормальной работы турбины имеют относительные осевые перемещения ротора и корпуса, определяемые в первую очередь их тепловым

состоянием. В то же время на изменение взаимного положения деталей ротора и корпуса влияют и такие факторы, как прогибы диафрагм и обойм, осевая деформация корпусов, особенно их торцевых стенок, под действием давления пара, уменьшение длины роторов при радиальном расширении их во вращении, а также изменение положения гребня упорного подшипника в его корпусе за счет деформации деталей подшипника под действием осевого усилия на ротор или из-за перемещения гребня в пределах осевых зазоров (разбега) между ним и колодками подшипника в случае изменения направления действия его усилия на противоположное и т. п.

Фиксация положения ротора относительно корпуса происходит в упорном подшипнике (УП), поэтому отсчет перемещений элементов ротора и статора для определения их взаимного расположения удобно вести именно от этой точки. Относительное расширение ротора (ОРР) в любой его точке может быть определено из выражения

$$ОРР = P - C - O + Г - П - Д - К - В + Ш,$$

где первые три члена правой части — осевые температурные расширения: P — ротора на участке от УП до рассматриваемой точки, C — статора (внешних корпусов цилиндров, их лап, корпусов опор) на участке от УП до точки, где закреплена обойма (или внутренний корпус), деформация которой влияет на ОРР в данной точке, O — этой обоймы, а далее следуют: $Г$ — перемещение гребня УП под действием осевого усилия (осевое перемещение ротора), $П$, $Д$ и $К$ — соответственно прогибы обоймы (торцевой стенки корпуса), диафрагмы (обоймы концевое уплотнения) и суммарное удлинение внешних корпусов цилиндров на том же участке, где определяется C , под действием давления пара; $В$ — суммарное укорочение ротора во вращении на участке, где определяется P ; $Ш$ — суммарное изменение осевых зазоров по шпоночным соединениям, фиксирующим элементы статора друг относительно друга на том же участке, где определяется C .

В приведенном выражении для ОРР принято определенное правило знаков: P , C , $В$ — существенно положительные величины; O , $П$, $Д$, $К$ — положительные, если вызывают в рассматриваемой точке перемещение соответствующей детали статора от УП (отрицательными будут, например, величины O , $П$, $Д$ в потоках ЦНД стороны регулятора, а также $П$ передних торцевых стенок ЦВД и ЦСД, где перемещения направлены к УП). Такое же направление перемещения, но применительно к ротору считается положительным для $Г$ (например, осевой сдвиг в сторону генератора

дает $Г > 0$ для ЦСД и обоих ЦНД, но $Г < 0$ для ЦВД)

Поскольку ЦНД I и ЦНД-II турбины К-500-240-2 связаны между собой через фикс-пункты и продольные балки фундамента, практически не имеющие силовых и температурных осевых деформаций, можно считать, что на уровне фикс-пунктов $C + K$ для обоих ЦНД равны между собой. Следует отметить, правда, что величина K , как правило, мала, и ею можно пренебрегать.

Отрицательное значение ОРР означает уменьшение осевого зазора между ротором и ближайшей к нему со стороны УП деталью статора. Для потоков ЦНД стороны регулятора это выходные зазоры, для всех остальных отсеков — входные. Наоборот, при $ОРР > 0$ уменьшаются входные зазоры в ступенях ЦНД стороны регулятора и выходные зазоры в остальных ступенях.

Большое количество деформаций, вызываемых различными причинами, приводит к тому, что ОРР меняется по длине турбины нелинейно, а иногда и немонотонно, т. е. относительное удлинение (или укорочение) ротора для какой-либо точки цилиндра может оказаться по абсолютной величине большим, чем за цилиндром, где установлен указатель ОРР, или близким к этому значению. Относительные расширения роторов в ЦВД и ЦСД скачком увеличиваются от последней ступени, расположенной во внутреннем корпусе, к следующей за ней ступени.

Пуск блока неизбежно связан с тепловыми потерями, обусловленными как затратами топлива на растопку котла, прогрев паропроводов, уплотнение корпусов турбины и создание разрежения в конденсаторах, так и пониженной экономичностью котла и турбины на частичных нагрузках в процессе нагружения. Указанные потери накладываются на общие эксплуатационные показатели блока и при частых пусках и остановках, особенно в условиях резкопеременного графика потребления электроэнергии, существенно ухудшают эти показатели.

Поэтому экономия топлива на пуск блока является одной из важных задач и должна осуществляться по двум направлениям:

а) снижение продолжительности подготовительных и собственно пусковых операций путем тщательной подготовки основного и вспомогательного оборудования, максимального самообеспечения паром собственных нужд блока после растопки котла и появления давления в растопочном расширителе;

б) оптимизация режима пуска и нагружения турбины, что наилучшим образом достигается в случае применения скользящих параметров свежего пара до предельно возмож-

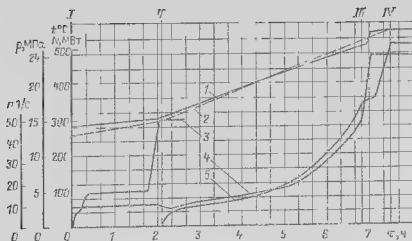


Рис. 17.1. График задание пуска турбины из холодного состояния:

1 — температура свежего пара; 2 — температура вторично перегретого пара; 3 — частота вращения ротора; 4 — давление свежего пара; 5 — мощность на зажимах генератора Рыжикских цифрами обозначены: I — начало вращения ротора; II — включение генератора в сеть; III — перевод блока на номинальное давление свежего пара; IV — окончание нагружения

лой нагрузки по производительности котла на этих параметрах.

Графики-задания пуска турбины разработаны с учетом упомянутых факторов, ограничивающих темп нагружения. Базовым графиком пуска турбины из любого температурного состояния является график-задание пуска из холодного состояния (рис. 17.1).

Исходя из начальной температуры металла паровпусков ЦВД и ЦСД определяются необходимые для толчка турбины температуры свежего и вторичного пара, а по этим температурам в соответствии с графиком пуска (рис. 17.1) определяется максимальная мощность, до которой может быть нагружен турбоагрегат непосредственно после синхронизации генератора.

Например, при осуществлении пуска из неостывшего состояния температура паровпуска ЦВД и ЦСД составляет соответственно 300° и 270°С. Толчковая температура свежего пара будет: $300 + 100 = 400$ °С. По графику рис. 17.1 эта температура соответствует времени пуска 4 ч 20 мин после толчка ротора, при этом мощность составляет 80 МВт, давление свежего пара 4,5—5,0 МПа (46,0—51,0 кгс/см²). Следовательно, сразу после синхронизации генератора при пуске турбины из вышеуказанного теплового состояния может быть взята мощность 80 МВт, котел должен быть к этому моменту пуска переведен на необходимую паропроизводительность.

В зависимости от исходного теплового состояния ЦВД по рис. 17.2 определяется время разворота турбоагрегата до 50 с⁻¹ (3000 об/мин), по рис. 17.3 — начальная нагрузка. Дальнейшее нагружение должно производиться в соответствии с графиком рис. 17.1 (с момента достижения начальной нагрузки).

На рис. 17.4 и 17.5 представлены в качестве примеров графики пуска турбины из неостывшего и горячего состояний.

Перевод блока на номинальное давление свежего пара перед турбиной необходимо производить при нагрузке 300—350 МВт, что обеспечивает более благоприятное термонапряженное состояние блоков парораспреде-

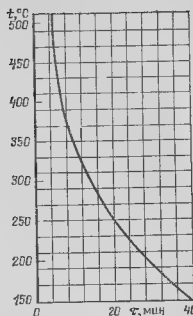


Рис. 17.2. Продолжительность разворота ротора до номинальной частоты вращения (t , мин) в зависимости от исходной температуры металла паровпуска ЦВД (t , °C)

ния и паровпускной части ЦВД, чем перевод при меньшей нагрузке.

Перевод на номинальное давление осуществляется прикрытием регулирующих клапанов с соответствующим уменьшением парциальности и увеличением располагаемого теплоперепада на регулирующей ступени, а также с возрастанием перепада на патрубках клапанов из-за дроселирования свежего пара при повышении его давления.

Для предотвращения расхолаживания перепускных труб паровпускной части и ротора ЦВД переход на номинальное давление необходимо осуществлять за 15—20 мин при одновременном повышении температуры свежего пара на 40—50°С, причем повышение температуры свежего пара должно предшествовать повышению начального давления. Критерием правильности процесса перевода является постоянство температуры пара в камере регулирующей ступени.

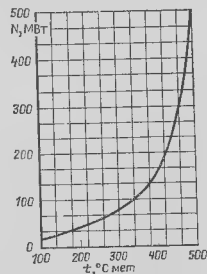


Рис. 17.3. Зависимость начальной электрической нагрузки N , МВт, от исходной температуры металла паровпуска ЦВД t , °C

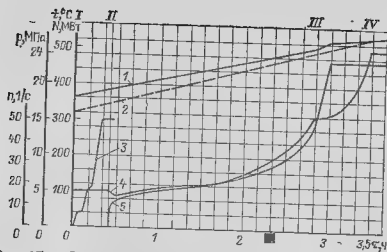


Рис. 17.4. График-задание пуска турбины из неустойчивого состояния. Обозначения — см. рис. 17.1

По условиям работы встроенных в тракт котла сепараторов перевод блока на номинальное давление может производиться и при нагрузке 150—200 МВт, однако в этом случае процесс перевода должен быть растянут во времени на 30—40 мин и сопровождаться повышением температуры све его пара на 60—70°C

Температура вторично перегретого пара при пусках блока регулируется паровыми байпасами и пусковыми вырывками. Паровые байпасы включаются при повышении температуры пара перед ЦСД до требуемой величины по графику-заданию. Использование пусковых вырывок рекомендуется при наличии существенного (не менее 15—20%) массового расхода пара через промежуточный перегреватель, когда обеспечивается нормальный распыл выскисаемой воды.

Применение технологии пуска блока из горячего резерва на проточном режиме позволяет наиболее оперативно восстановить исходную нагрузку блока: номинальная нагрузка может быть достигнута через 30—40 мин после толчка роторов. При этом давление свежего пара перед подачей его в турбину должно быть снижено до 16 МПа (163 кгс/см²). Разворот роторов до холостого хода следует обеспечить максимально быстро

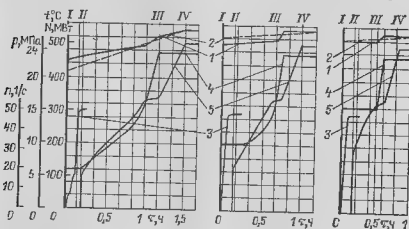


Рис. 17.5. Графики-задания пуска турбины из горячего состояния. Обозначения — см. рис. 17.1

15—3401

(3—5 мин) с немедленной синхронизацией генератора и взятием нагрузки не менее 150 МВт. Быстрый пуск и нагружение турбины из горячего резерва предотвращает расхождение перепускных труб, корпуса и ротора ЦВД, исключает повышенное относительное укорочение ротора

17.3. РАБОТА ТУРБИНЫ ПОД НАГРУЗКОЙ

Основной задачей эксплуатационного персонала является обеспечение заданной нагрузки при надежной и экономичной работе отдельных агрегатов и турбоустановки в целом. При нормальной работе блока под нагрузкой турбинное оборудование должно работать с полностью включенными авторегуляторами, защитами, блокировками и аппаратурой контроля, контрольные величины должны поддерживаться в пределах, указанных в табл. 17.1. Давления пара в контрольных точках проточной части: в камере регулирующей ступени и в камерах отборов ЦВД, ЦСД, ЦНД — не должны превышать в зависимости от нагрузки турбины величин, приведенных в табл. 17.2. При повышении давления в местах замеров сверх допустимого необходимо осуществить промывку проточной части турбины. Если после промывки давление пара в какой-либо контрольной точке остается предельно высоким, необходимо произвести останов и вскрытие турбины для проверки ее проточной части.

Для обеспечения экономичной работы турбоагрегата необходимо поддерживать перед турбиной номинальные параметры свежего и вторичного пара в соответствии с гл. 2. Допускается длительная работа при следующих одновременных отклонениях (в любых сочетаниях) параметров пара от номинальных:

а) давление свежего пара от 23 до 24 МПа (от 235 до 245 кгс/см²);

Таблица 17.2. Максимально допустимые давления пара в контрольных точках проточной части турбины К-500-240-2, МПа(кгс/см²)

Контрольная точка	Нагрузка МВт		
	500	400	300
Камера регулирующей ступени	18,15(186)	14,52(148,5)	10,89(111)
I отбор	6,14(63)	4,91(50,0)	3,68(37,6)
II отбор	4,32(44)	3,46(35,2)	2,59(26,3)
III отбор	1,80(18,3)	1,44(14,7)	1,08(11,0)
IV отбор	1,17(11,9)	0,94(9,6)	0,70(7,15)
V отбор	0,57(5,8)	0,46(4,7)	0,34(3,46)
VI отбор	0,32(3,26)	0,26(2,65)	0,19(1,93)
VII отбор	0,18(1,83)	0,14(1,43)	0,11(1,12)
VIII отбор	0,094(0,96)	0,075(0,767)	0,056(0,57)
IX отбор	0,019(0,194)	0,015(0,153)	0,011(0,112)

б) температура свежего пара от 530 до 545 °С;

в) температура пара после промперегрева от 530 до 545 °С,

а также работа турбины в течение не более 30 мин непрерывно и не более 200 ч в год при следующих отклонениях пара от номинальных:

давление свежего пара 24–24,5 МПа (245–250 кгс/см²);

температура свежего пара от 545 до 550 °С;

температура пара после промперегрева от 545 до 560 °С.

При установившемся режиме работы допустимые колебания температуры свежего и вторичного пара составляют +5—–10 °С. Резкие изменения температуры за указанные пределы являются недопустимыми и требуют немедленного устранения.

Турбоустановка допускает нормальную эксплуатацию на скользищем давлении свежего пара в рабочем диапазоне нагрузок (30–100% номинальной) при полностью или частично открытых регулирующих клапанах ЦВД. Для повышения приемистости блока в режиме наброса нагрузки рекомендуется работа на скользищем давлении при положении главного сервомотора, соответствующем полному открытию первой группы регулирующих клапанов ЦВД (клапаны № 1–5).

В случае частичных или полных сбросов нагрузки для удержания турбины в работе температуры свежего и вторичного пара должны оставаться номинальными. Работа на нагрузке менее 150 МВт не рекомендуется. Время работы при таких нагрузках не должно превышать оговоренного графиками пуска и останова.

В связи с невозможностью отстройки спектра собственных частот колебаний всего лопаточного аппарата в широком диапазоне частот вращения роторов длительная эксплуатация турбины разрешается только при частоте электрической сети 49–50,5 с⁻¹. При отклонении частоты за эти пределы энергосистема обязана восстановить частоту вводом резерва или разгрузкой системы согласно инструкции по регулированию частоты.

В аварийных режимах энергосистемы допускается кратковременная работа турбины при изменении частоты сети:

От 51 с⁻¹ до 50,5 с⁻¹ Не более 60 с в год, но не более 10 с единовременно

От 49 с⁻¹ до 48 с⁻¹ Не более 12 мин в год, но не более 2 мин единовременно

От 48 с⁻¹ до 47 с⁻¹ Не более 6 мин в год, но не более 1 мин единовременно

От 47 с⁻¹ до 46 с⁻¹ Не более 60 с в год, но не более 10 с единовременно

По тем же соображениям при синхрониза-

ции генератора и после сброса нагрузки с отключением генератора от сети частота вращения должна быть немедленно доведена до 50 с⁻¹ (3000 об/мин). При работе турбины под нагрузкой давление в конденсаторах должно быть не более 8 кПа (0,0816 кгс/см²).

В случае внезапного аварийного повышения давления в конденсаторах, разрыва предохранительных атмосферных диафрагм и перехода турбины на работу с выхлопом в атмосферу должна сработать защита (вакуум-реле) и автоматически остановить турбину, а также блок в целом. При этом запрещается открытие на конденсатор любых сбросов воды или пара, кроме сброса из системы промперегрева через сбросной клапан. Повторный пуск турбины после замены атмосферных диафрагм и ликвидации причин повышения давления допускается лишь после остывания выхлопных патрубков турбины и конденсаторов до 50 °С и осмотра лопаток последних ступеней ЦНД.

Допускается непродолжительная (8–16 ч) работа турбоустановки с одним отключенным конденсатором при нагрузке 60% номинальной. При этом давление в отключенном конденсаторе также не должно быть выше 8 кПа (0,0816 кгс/см²).

В номинальных условиях температура конденсата может быть на 1–2 °С ниже температуры пара в выхлопном патрубке турбины. Более низкой температура конденсата может быть вследствие затопления трубок конденсаторов или значительного присоса воздуха.

Нормальный уровень в подогревателях регенеративной установки должен поддерживаться автоматически системой регулирования уровня дренажа. Если при полном открытии регулирующих клапанов уровень конденсата в любом из подогревателей растет, необходимо отключить группу подогревателей, в которую он входит, в ремонт.

Включение ПВД без защиты от повышения уровня запрещается.

Турбина должна быть немедленно остановлена со срывом вакуума в конденсаторе, если после отключения подогревателей ВД или НД по повышению уровня уровень в них продолжает повышаться.

Задвижки на отборах к подогревателям должны быть полностью открыты во избежание снижения температуры подогрева конденсата в подогревателях. Температурный напор в подогревателях не должен быть выше 3–5 °С. Увеличение температурного напора может произойти из-за загрязнения трубной системы, а в вакуумных подогревателях, кроме того, из-за присосов воздуха. Недогрев воды может быть вызван также значительными

пропусками воды через обводные линии подогревателей.

Температура конденсата на входе в подогреватель должна быть одинакова с температурой на выходе из предшествующего подогревателя. Появление разницы между этими температурами указывает на неплотность арматуры на обводных трубопроводах.

Допускается отключение группы подогревателей ВД или второй группы подогревателей НД (ПНД-4 и ПНД-5) при мощности турбоагрегата до 500 МВт.

Работа турбины с отключенными ПНД-1 и ПНД-2 не рекомендуется из-за резкого ухудшения влагоудаления. При отключении подогревателей необходимо следить, чтобы давления в контрольных точках проточной части не превышали величин, указанных в табл. 17.2.

Быстрые изменения режима работы турбоустановки, связанные в первую очередь с воздействиями системной автоматики или защитных органов собственно турбины, приводят к существенному отклонению перепадов давления по паровому тракту от их установленных значений. Эти отклонения определяются различной инерционностью паровых объемов, связанных с проточной частью, или, по терминологии теории регулирования, различными их временами, которые могут быть оценены как отношение массы пара, содержащейся в рассматриваемом объеме в номинальном установившемся режиме, к расходу пара, поступающего в этот объем в том же режиме.

Для большинства объемов (камеры между дисками и диафрагмами, многие камеры регенеративных отборов и т. д.) эти времена пренебрежимо малы. Наибольшее время (измеряемое для турбоустановки К-500-240-2 десятками секунд) имеет тракт промежуточного перегрева. В случае резкого изменения расхода свежего пара на турбину давление по проточной части ЦВД быстро приближается к их значениям, соответствующим новому установившемуся режиму, в то время как давление в промперегреве практически не изменилось по сравнению с прежним установившимся режимом.

Изменившиеся при этом отношение давлений перед и за последней ступенью ЦВД может вызвать заметное изменение условий ее работы. Так, при сбросе нагрузки эта ступень (а в некоторых случаях и предыдущие) может перейти в вентиляционный режим, при котором ступень не вырабатывает, а поглощает мощность, т. е. имеет отрицательный КПД (для сокращения длительности таких режимов, сопровождающихся разгоном выхлопной части ЦВД, предусматривается линия обеспаривания системы промперегрева). Па-

дает экономичность ступени и при набросе нагрузки в связи с увеличением теплоперепада на ней. Впрочем, поскольку такие переходные режимы кратковременны, потеря КПД в них не играет роли.

Большое значение имеют эти режимы с точки зрения надежности работы турбины. Вентиляционные режимы неизбежно сопровождаются срывными явлениями и возникновением воздействующих на лопатки силовых импульсов, интенсивность и частоту которых пока невозможно предугадать, а увеличение перепада на ступень приводит к общему повышению напряжений в рабочих лопатках и элементах диафрагмы. Однако при допустимых напряжениях, выбранных исходя из предела усталости (для рабочих лопаток) или длительной прочности (для элементов диафрагмы), столь кратковременные превышения нормального уровня напряжений могут привести к повреждениям только при их многократном повторении.

Непосредственная опасность повышения перепада давлений на ступень при набросе нагрузки связана с увеличением прогиба диафрагмы до величины, которая могла бы привести к задеваниям в проточной части (по диафрагменным уплотнениям или даже непосредственно диска о диафрагму), если бы не были приняты необходимые меры (повышение конструктивной жесткости диафрагмы и увеличение по сравнению с необходимой в установившемся режиме величины осевых зазоров между диафрагмой и диском).

Другая трудность связана с запаздыванием изменения давления в промперегреве при сбросе и при последующем немедленном набросе нагрузки, так как в этом случае клапаны промперегрева закрываются, давление под ними быстро падает практически до давления в конденсаторе. Если к моменту последующего наброса нагрузки параметры пара в промперегреве не успевают существенно снизиться, то для открытия клапанов промперегрева, перепад давления на которых оказывается увеличенным, сервомоторы этих клапанов должны обеспечивать достаточное для этого усилие.

Перераспределение давлений по проточной части может привести к существенному возрастанию осевых усилий по сравнению с установленными режимами [4]. Так, после сброса нагрузки со 100% и закрытия клапанов свежего пара и промперегрева усилия по ступеням высокого и среднего давления исчезают, но на думне ЦВД кратковременно, до обеспаривания системы промперегрева, действует перепад давлений от номинального давления в промперегреве до давления, близкого к атмосферному. С этим усилием, направлен-

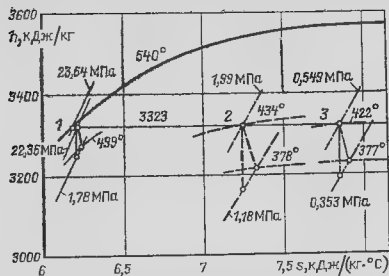


Рис. 17.6. Схема процесса расширения пара в органах парораспределения и регулирующей ступени:
1 — номинальный режим; 2 — нагрузка собственных нужд; 3 — холостой ход (2 и 3 — после сброса нагрузки)

ным в сторону генератора, суммируется усилие на думпис ротора ЦСД, определяемое перепадом от давления, близкого к атмосферному, до давления в конденсаторе, так что суммарные усилия на упорный подшипник турбин К-500-240-2 при этом достигают 190 кН (19 тс) (против расчетных в номинальном режиме 170 кН).

При резкой разгрузке турбины, включая сброс нагрузки до холостого хода или до нагрузки собственных нужд, температура пара за регулирующей ступенью падает как вследствие дросселирования пара на клапанах, так и вследствие увеличения теплоперепада регулирующей ступени (рис. 17.6). Общее падение температуры для ЦВД турбины К-500-240-2 превышает 120 °С. Хотя в этих режимах благодаря падению давления и плотности пара в ЦВД интенсивность теплообмена снижается, она остается достаточно высокой, особенно на поверхности ротора. По этой причине термонапряженное состояние элементов корпуса и ротора ЦВД в зоне регулирующей ступени, определяемое указанным падением температуры, становится в первые же минуты после сброса неблагоприятным, что при многократном повторении таких режимов может привести к появлению термоусталостных трещин.

Положение усугубляется тем, что при глубоких сбросах нагрузки с переводом котла в растопочный режим неизбежны значительные колебания температуры свежего пара и повышение его давления. Быстрое снижение температур на 110—130 °С происходит в этих режимах и в стенках перепускных труб после регулирующих клапанов первой группы сопл. В связи с этим в случаях, когда ситуация не требует удержания турбины на нагрузке собственных нужд или холостом ходу, следует немедленно прекратить подачу пара в турби-

ну, поскольку последующий разворот и нагружение турбины из горячего состояния менее опасны, чем быстрое нагружение после более или менее продолжительной работы при малом расходе пара, в процессе которой температурный уровень элементов ЦВД заметно снизился.

Бращение ротора обеспечивает в широком диапазоне режимов высокую интенсивность теплообмена между ним и паром. Иллюстрацией этого является быстрое изменение относительного расширения ротора ЦВД вслед за изменением температуры свежего пара.

Кроме упомянутых факторов (температура, центробежные силы, давление пара), на напряженно-деформированное состояние узлов турбины К-500-240 2 оказывают влияние другие внешние силы. К их числу относятся действующие на корпус ЦВД и ЦСД усилия и моменты от толстостенных трубопроводов, прежде всего паропроводов свежего пара и промперегрева. Эти воздействия также имеют в основном «температурное» происхождение, поскольку определяются нескомпенсированными температурными расширениями трубопроводов.

Поперечное расположение турбины К-500-240-2 в машинном зале позволяет обеспечить симметрию основных ее трубопроводов и взаимное уравновешивание горизонтальных усилий от них, перпендикулярных оси турбины. Однако вертикальные и направленные вдоль оси усилия (и моменты), действующие на турбину, уравновешиваются только за счет перераспределения реакций со стороны фундамента на турбину и изменения их суммарной величины.

При работе турбины возникает асимметрия опорных усилий с левой и правой сторон турбины в результате действия на корпуса парового реактивного момента, пропорционального нагрузке турбины.

Цилиндры низкого давления при работе турбины воспринимают нагрузку от находящейся в конденсаторах воды (циркуляционной и конденсата), в то время как массы собственно конденсатора (вместе с переходным патрубком) воспринимаются установленными под ним пружинами. Увеличивающиеся при заполнении конденсатора усилия со стороны балки ЦНД на фундамент меняют напряженно-деформированное состояние зоны балки. Существенное влияние на напряженно-деформированное состояние корпусов ЦНД, переходных патрубков и конденсаторов оказывает атмосфера, создающая при снижении давления в конденсаторе перепад давлений на стенках этих узлов, хотя равнодействующая усилий от атмосферного давления при этом и остается равной нулю.

Наличие паровых перепусков с компенсаторами между обоними переходными патрубками, предназначенных для обеспечения нормальной работы турбины при отключении одного из конденсаторов по охлаждающей воде, определяет появление встречных усилий вдоль оси турбины от атмосферного давления на каждый переходный патрубок. Эти усилия уравниваются специальной баджерной системой (в турбинах первых выпусков) либо распорками, приваренными к верхним частям водяных камер соседних конденсаторов.

На усилия, вызванные в основном атмосферным давлением, проверяется прочность ЦНД, переходного патрубка и конденсатора. Поэтому повышение по каким-либо причинам давления на выходе турбины до давления, создающего перепад на стенках, больший, чем атмосферное давление, может привести к аварии. Во избежание этого на выходных патрубках турбины установлены атмосферные клапаны, обеспечивающие выпуск в атмосферу пара при давлении на выходе, не превышающем 0,2 МПа (2,04 кгс/см²).

Температурное и напряженно-деформированное состояние основных элементов конструкции турбины, сложные даже при некоторой схематизации явлений, усложняются дополнительно асимметрией формы, условий теплообмена, нагружения и закрепления узлов и деталей, а также неоднородностью физических и механических свойств материалов, из которых они изготовлены. Поэтому для уточнения допустимых режимов работы и изучения возможностей повышения маневренности турбоустановки проводятся исследования узлов натурных турбин в условиях эксплуатации из электростанция.

17.4. ОСТАНОВ, РАСХОЛАЖИВАНИЕ И ПРОМЫВКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ

При нормальном (плановом) останове блока без расхолаживания (рис. 17.7) снижение нагрузки до 30—40% номинальной осуществляется за счет уменьшения паропроизводительности котла и прикрытия регулирующих клапанов при номинальных параметрах свежего пара и номинальной температуре вторичного пара. Регулятор давления свежего пара включен.

После снижения нагрузки блока до 30—40% номинальной дальнейшее разгрузке турбины производится при снижении давления свежего пара за котлом до 15,7 МПа (160 кгс/см²).

В процессе разгрузки температура свежего пара должна оставаться номинальной, температура пара после промпрегрева может снизиться на 30—40°C. Общее время остано-

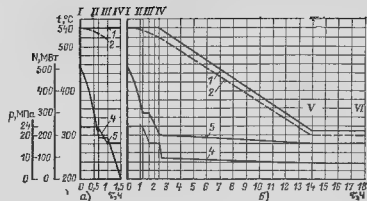


Рис. 17.7. График-задания остановки и промывки турбины под нагрузкой:

а — останов без расхолаживания (в резерв); б — расхолаживание и промывка проточной части под нагрузкой. Римскими цифрами обозначены: 1 — начало разгрузки турбины; II — III — перевод блока на давление свежего пара 15,7 МПа; III—IV — разгрузка блока при $p_0 = 15,7$ МПа; IV—V — снижение параметров свежего и вторичного пара; V—VI — расхолаживание и промывка проточной части. Остальные обозначения — см. рис. 17.1

ва турбины без расхолаживания составляет 1,5—2 ч.

После разгрузки турбины до холостого хода, убывший (по показаниям реле обратной мощности) в отсутствии выработки активной мощности генератора, следует отключить генератор от сети. Работа турбины в моторном режиме допускается не более 2 мин при номинальном давлении в конденсаторах. При работе в моторном режиме более 2 мин необходимо остановить турбоагрегат, руководствуясь противоаварийными указаниями.

При разгрузке турбины должны быть соблюдены в допустимых пределах все контрольные показатели работы турбоустановки (см. табл. 17.1). Если при прослушивании турбины будут обнаружены признаки задеваний или резкого увеличения вибрации, турбину следует остановить со срывом вакуума.

Определенный интерес представляют процессы, происходящие в турбине при ее выбеге после прекращения подачи пара и отключения генератора от сети. Как показывает анализ [25], выбег может быть разбит на несколько периодов, различающихся характером зависимости плотности среды в конденсаторе от времени. Первый из этих периодов от момента, когда прекращена подача пара в турбину и отключен от сети генератор, до открытия задвижек срыва вакуума характеризуется сохранением исходной плотности пара в конденсаторе. Второй период соответствует критическому, третий — докритическому истечению воздуха в конденсатор через задвижки срыва вакуума. В последний период выбега давление в конденсаторе равно атмосферному.

Время выбега турбины К-500-240 со срывом вакуума составляет 16 мин. Это время обеспечивается запасом масла в аварийных масляных бачках, т. е. в случае немедленного

отключения турбины со срывом вакуума при падении давления в системе смазки она может быть остановлена без подплавления подшипников.

Нормальная длительность выбега турбины без срыва вакуума не менее 40 мин. Существенное отклонение фактического времени выбега при расчетном давлении в конденсаторе от этой величины может рассматриваться как показатель ненормального состояния проточной части или подшипников турбины. В течение всего периода выбега необходимо внимательно прослушивать турбину, особенно в части концевых уплотнений, а при снижении частоты вращения до 1000 об/мин включить систему гидropодъема роторов и валоповоротное устройство.

Подачу пара на уплотнения следует продолжать до полного уравнивания давления в конденсаторе с атмосферным давлением во избежание попадания холодного воздуха через уплотнения в цилиндры.

В случае качественной изоляции температурные разности «вверх — вниз» при остывании турбины не превышают 10—15°C. К увеличению указанных разностей приводит преждевременное открытие дренажей и продувок корпусов и перепускных трубопроводов ЦВД и ЦСД, трубопроводов отборов из этих цилиндров до обратных клапанов, паропроводов промперегрева.

Открытие указанных дренажно-продувочных линий обуславливает повышенную циркуляцию воздуха, вызывающую захлаживание в первую очередь нижних половин цилиндров. Эти линии следует открывать по мере остывания соответствующих узлов до 100—150°C. В то же время дренажи после обратных клапанов и другой арматуры на трубопроводах, особенно связанных с посторонними источниками пара, целесообразно открывать вскоре после останова турбины и отключения конденсационной системы.

При останове турбоагрегата проворачивание роторов валоповоротным устройством необходимо производить непрерывно до снижения температуры корпуса ЦВД до 150°C при включенной системе гидropодъема роторов.

Важную роль в температурном состоянии подшипников непосредственно после останова турбины играют тепловые потоки к ним вдоль вала, в связи с чем прекращение подачи масла на подшипники до снижения температуры ЦВД и ЦСД ниже 100°C может производиться лишь в исключительных случаях и на короткое время, определяемое повышением температуры баббита радиальных подшипников до величины, оговоренной в инструкции по эксплуатации.

Прекращение подачи воды в систему регулирования осуществляется при температуре металла блоков парораспределения ЦВД ниже 150°C. При температуре выше 150°C допускается кратковременное прекращение подачи воды на 15—20 мин.

Снятие изоляции с наружных корпусов ЦВД и ЦСД и разболчивание их разъемов разрешается после снижения температуры до 100°C.

В случае необходимости проведения срочных работ после останова турбины, связанных с остановом валоповорота или кратковременным прекращением подачи масла, следует соблюдать следующее:

допускается останов валоповорота без прекращения подачи масла на подшипники на время не более 5 мин при температуре ЦВД 300—400°C;

допускается прекращение подачи масла на подшипники на время не более 5 мин при температуре ЦВД не более 300°C;

должен осуществляться контроль прогиба роторов ЦВД и ЦСД в период стоянки роторов с помощью приборов замера эксцентриситета роторов; максимально допустимая величина прогиба роторов ЦВД и ЦСД во время стоянки и при работе на валоповороте не должна превышать 0,08 мм (бой 0,16 мм), температура баббита подшипников не более 100°C.

По истечении времени останова и после включения подачи масла следует повернуть ротор на 180° и выдержать в этом положении до исчезновения прогиба, после чего включить ВПУ.

Если в течение разрешенного времени останова ротора без проворачивания появился прогиб роторов, необходимо вращать роторы в течение 1 ч, контролируя величину боя. В случае появления боя ротора, превышающего указанную выше величину, его ликвидация осуществляется остановом ротора в таком положении, что выпуклая часть ротора находилась вверх.

В случае разворота турбины хотя бы после кратковременной стоянки ротора необходимо тщательно контролировать его прогиб; пуск турбины с величиной боя роторов ЦВД и ЦСД более 0,05 мм недопустим, так как это может привести к остаточному прогибу ротора.

Операции по системе дренажей и продувок после останова турбины осуществляются в следующем порядке:

после останова турбины кратковременно открыть дренажи трубопроводов промперегрева, продувки пароприемных и паросъемных камер блоков клапанов ЦВД лишь для обеспаривания полостей;

после прекращения подачи пара на уплотнения (вакуум в конденсаторах отсутствует) открыть дренажи I—IV отборов после обратных клапанов; V—VIII отборов до и после обратных клапанов, дренажи трубопроводов уплотнений; арматуру на дренажах трубопроводов холодного промперегрева после ЦВД повернуть на 1—2 оборота;

через 36—40 ч после останова открыть дренажи I—IV отборов до обратных клапанов, продувки главных паропроводов до и после ГПЗ, дренажи системы промперегрева;

дренажи и продувки корпусов ЦВД и ЦСД, блоков парораспределения и перепускных трубопроводов ЦВД открыть после снижения температуры их стенок до 200 °С.

При останове турбины для проведения текущего или капитального ремонта, а также в случае необходимости производства работ, связанных с вскрытием подшипников, останов турбины следует осуществить с глубоким расхолаживанием корпусов ЦВД и ЦСД. Такой способ останова позволит значительно сократить время простоя турбины в ремонте за счет уменьшения времени остывания ЦВД до 100 °С.

Малая интенсивность теплоотвода с корпусных деталей при глубокой разгрузке турбины К-500-240-2 потребовала разработки специальной технологии расхолаживания для сокращения времени остывания турбины при переводе ее в режим промывки или при выводе в ремонт.

Основная идея этой технологии—снижение температуры пара, подаваемого в турбину, при относительно высоком его массовом расходе, когда коэффициенты теплоотдачи достаточно велики.

Расхолаживание турбины производится в соответствии с графиком-заданием (рис. 17.7) после снижения нагрузки на блоке до 200 МВт. Разность температур свежего и вторичного пара по ниткам не должна превышать 10 °С. Температура свежего пара перед ГПЗ в процессе расхолаживания должна быть на 10—15 °С выше температуры насыщения. Снижение температуры пара необходимо вести ступеньками величиной 5—10 °С с последующей выдержкой в течение 15—25 мин (ориентировочно средняя скорость снижения температуры должна составлять 15—25 °С/ч). Фактическая скорость снижения температуры пара определяется в процессе ведения режима в соответствии со скоростью и уровнем изменения контрольных величин.

Во время расхолаживания необходимо тщательно контролировать величины, указанные в табл. 17.1.

При увеличении разности температур по металлу корпусов турбины или блоков парораспределения, резком падении температуры пара или при укорочении роторов до предельной величины необходимо приостановить снижение температуры пара или при необходимости поднять температуру пара на 20—30 °С и работать до тех пор, пока контрольные величины не войдут в норму.

При длительной эксплуатации турбины может происходить отложение примесей в проточной части. Скорость заноса проточной части турбины зависит от качества питательной воды и пара. Правильная организация водного режима в значительной мере определяет надежность и экономичность эксплуатации турбоустановки. Ухудшение качества пара, поступающего в турбину, вызывает повышенный занос проточной части турбины, уменьшение проходных сечений каналов направляющего и рабочего аппаратов, приводит к повышению давления в отсеках, ограничению мощности и соответственно недовыработке электроэнергии и ухудшению КПД.

Нормы качества пара, конденсата и питательной воды приводятся в «Правилах технической эксплуатации блочных установок»; соблюдение их является обязательным для эксплуатационного персонала электростанций и обеспечивает надежность водного режима блока.

Анализ качественного состава отложений на лопатках турбин показывает, что отложения в основном состоят из водорастворимых солей натрия и некоторого количества нерастворимых солей кремния и железа. Преобладание водорастворимых солей в составе отложений позволяет в качестве основного метода принять промывку проточной части влажным паром под нагрузкой. При наличии большого количества водорастворимых компонентов в составе отложений при промывке влажным паром пленки нерастворимых солей становятся пористыми, и происходит их скалывание с поверхности лопаток.

В том случае, когда основную долю отложений составляют плохо растворимые примеси, необходимы специальные присадки в зависимости от состава отложений.

Основным методом уменьшения заноса проточной части турбины является строгое соблюдение норм водного режима блока. Промывка турбины является крайней мерой борьбы с заносом проточной части.

Промывка турбины влажным паром осуществляется при пуске турбины из неостывшего или холодного состояния или при расхолаживании турбины, которое производится путем постепенного понижения параметров пара перед турбиной.

Во время промывки котел должен работать на сепараторном режиме, регулирующие клапаны турбины должны быть открыты полностью. При проведении режима промывки следует тщательно контролировать величину перегрева пара перед клапанами ЦВД и ЦСД. Величина перегрева должна составлять не менее 5—10 °С. При снижении температуры пара перед ЦВД до 300—320 °С, пара

промперегрева до 280—300 °С необходимо приоткрыть вентили продувок и дренажей.

Промывку следует вести до момента, когда величины загрязнений в паре за ЦВД и конденсате турбины будут близки к величинам загрязнений в свежем паре, но не более 3 ч. Отбор проб производится по острому пару за котлом, пару за ЦВД, пару перед ЦСД (за котлом и перед клапанами ЦСД), конденсату и питательной воде.

Оценка результатов промывки производится по сопоставлению давлений в регулирующей ступени ЦВД до и после промывки и подсчету количества вымытых из проточной части примесей по средним пробам. В случае, если по результатам анализа окажется, что имеет место интенсивный занос промперегревателя котла, следует произвести его водяную отмывку

17.5. НЕСТАЦИОНАРНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ И ВОСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Надежность энергоблока в значительной мере зависит от того, в какой мере собственно турбина и ее вспомогательное оборудование защищены от опасного воздействия нестационарных процессов в трубопроводах, подогревателях и других узлах тепловой и пусковой схемы при неуставившихся режимах эксплуатации.

Процессы, происходящие при динамических режимах эксплуатации (полный или частичный сброс, наброс нагрузки, режимы типа «сброс—наброс»), отличаются значительной сложностью и разнообразием оперативных ситуаций, быстрым изменением и колебаниями расходов и параметров рабочего тела и как следствие ухудшением термонапряженного состояния металла оборудования.

Безопасность оборудования в динамических режимах в определяющей мере зависит от качества работы системы автоматических защит, блокировок и дистанционного управления, а также от надежности предохранительной, запорной, регулирующей аппаратуры и устройств, обеспечивающих быстрый перевод блока на новый режим эксплуатации.

При сбросе нагрузки от номинальной до холостого хода с отключением генератора давление в проточной части ЦСД и ЦВД практически мгновенно падает до величин давления в конденсаторе. При нормальных быстродействии и плотности регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД и обратных клапанов отборов динамический заброс оборотов не превышает 3,3–4,2 с⁻¹ (200—250 об/мин) и не приводит к срабатыванию защиты.

Значительное влияние на динамические характеристики турбоагрегата оказывают пароводные объемы, содержащиеся в регенеративных и сетевых подогревателях и трубопроводах отборов. Это влияние тем больше, чем

выше теплоперепад, который может быть сработан паром, содержащимся в трубопроводах и образовавшимся за счет вскипания при снижении давления содержащейся в корпусах подогревателей воды.

При мгновенном падении давления в проточной части в случае незакрытия одного из обратных клапанов отборов происходит следующее. Вначале в проточную часть устремляется пар, содержащийся в трубопроводе отбора и в корпусе подогревателя. При этом давление в подогревателе будет падать по экспоненциальному закону с большой скоростью, особенно в первые секунды после сброса нагрузки. Вода, содержащаяся в корпусе подогревателя и имеющая температуру насыщения при давлении, предшествующем моменту сброса, оказывается все более перегретой. Поскольку падение давления весьма интенсивно, вскипает практически весь объем воды, содержащийся в подогревателе, высвобождая энергию перегрева воды. Это в буквальном смысле взрывной процесс, в результате которого в проточную часть вместе с образовавшимся вторичным паром может быть заброшено значительное количество воды. Последствия такого явления зависят от многих факторов, в том числе от параметров отбора, трассировки трубопровода, конструктивного исполнения цилиндра и камеры отбора. В результате неисправности обратных клапанов отборов и заброса воды в проточную часть имели место случаи разрушения диафрагм и рабочих лопаток, прогибы роторов и цилиндров и т. д.

Количество вторичного пара G , образующегося при вскипании воды в подогревателе, может быть определено по формуле

$$G = \omega \frac{q - q_k}{i - q_k},$$

где ω — количество горячей воды в подогревателе; i , q и q_k — соответственно среднее теплосодержание вторичного пара, начальное и конечное (при давлении в конденсаторах) теплосодержание воды в подогревателе.

Так, при отказе обратного клапана III отбора турбины К-500-240-2 «взрывается» объем воды, содержащейся в корпусе ПВД-7, при этом образуется около 2 т вторичного пара.

Высокий потенциал этой воды обуславливает значительную (около 30%) долю образующегося вторичного пара.

Отказ обратных клапанов, особенно на трубопроводах высокопотенциальных отборов из ЦСД, кроме отрицательного влияния на величину заброса оборотов роторов после закрытия клапанов турбины, может, как отмечалось выше, вызвать заброс воды в проточ-

ную часть. Однако не менее важно то, что поступление в цилиндр влажного пара, температура которого в конце процесса выпаривания воды в подогревателе равна температуре насыщения при давлении в конденсаторах, вызывает резкое захлаживание нижней половины ЦСД в зоне патрубков отбора. Это может явиться причиной появления разности температур «верх—вниз», термического прогиба корпуса, задевания ротора об уплотнения и в дальнейшем остаточного прогиба ротора.

Глубина захлаживания нижней половины корпуса ЦСД в первую очередь определяется количеством испаряемой горячей воды. Количество воды, испаряющейся при отказе обратного клапана III отбора, определяется объемом водяной части не только ПВД-7, но и ПВД-8 и ПВД-9, поскольку дренажи последних при резком падении давления в III отборе выдавливаются через клапаны регулятора уровня в корпус ПВД-7. Положение усугубляется, если клапан регулятора уровня в ПВД-8 окажется зависшим в открытом положении.

Расчетные исследования экономичности турбоустановки К-500-240-2 выявили интересную особенность примененной схемы включения парохладителей ПВД, которая позволяет избежать увеличения объема испаряющейся воды в случае отказа обратного клапана III отбора. Оказалось, что отключение сброса дренажей ПВД-8 и ПВД-9 от ПВД-7 с переводом их непосредственно в деаэратор не приводит к ухудшению экономичности, поскольку увеличение расхода пара III отбора, обладающего высоким перегревом, на ПВД-7 в этом случае повышает тепловую нагрузку его на роохладителя, что обеспечивает некоторый рост температуры питательной воды.

Отказ от связи ПВД-8 с ПВД-7 по дренажу греющего пара и отсосу неконденсирующихся газов (последнее реализовано в проекте) обладает еще одним важным достоинством. В эксплуатационной практике имели место случаи опрессовки нижнего ПВД недопустимым давлением при полных сбросах нагрузки и нормальной работе обратных клапанов отборов, в результате чего происходили серьезные аварии. По этой причине на корпусе ПВД, включенного непосредственно после деаэратора некоторых блоков, установлены предохранительные клапаны. Реализация автономной схемы работы ПВД-7 вне связи с ПВД более высокого давления, таким образом, целесообразна с любой точки зрения.

Деаэратор блока обладает разветвленными связями с различными элементами турбоустановки по пару и конденсату, что опреде-

ляет его особое место в динамических режимах эксплуатации.

В деаэраторе содержится большой объем воды (до 200 м³) высокой температуры, и в случае отказа обратных клапанов на трубопроводе IV отбора паровые и водяные объемы деаэратора могут привести к тяжелым последствиям при сбросе нагрузки. Поскольку в этом случае, кроме парового объема трубопровода отбора, в турбину устремится пар, образовавшийся в результате падения давления в деаэраторе (выпар составит около 20% массы воды в баке), недопустимый разгон турбины практически неизбежен.

Связь между ПВД-7 и ПНД-5 по дренажу греющего пара обусловлена стремлением избежать потерь теплоты при номинальных нагрузках, когда давления в ПВД-7 недостаточны для сброса его дренажа в деаэратор, а сброс дренажа в конденсатор снижает экономичность и надежность блока.

Наличие связи между ПВД-7 и ПНД-5 опасно возможностью опрессовки последнего, а вместе с ним и ПНД-4, недопустимым давлением при сбросе нагрузки, в случае неисправности арматуры на трубопроводе сброса дренажа либо блокировки, управляющей этой арматурой.

Реализация скользящего давления в деаэраторе и расширение благодаря этому диапазона режимов, при которых обеспечивается сброс дренажей ПВД-7 в деаэратор, а также ликвидация связей между ПВД-8 и ПВД-7 позволяют отказаться от трубопровода сброса дренажа ПВД-7 в ПНД-5. Поскольку при нагрузках ниже 30% ПВД-7 практически не работает, его целесообразно отключать от отбора с открытием линии опорожнения парового пространства на конденсатор.

17.6. ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ АВАРИЙНЫХ СИТУАЦИЙ

При возникновении аварийной ситуации следует немедленно принять необходимые меры для ликвидации или предотвращения развития аварии, обеспечивая в первую очередь безопасность людей и сохранность оборудования. В случае невозможности дальнейшей работы оборудования включить, если необходимо, резерв, а затем остановить поврежденное оборудование. До производства каких-либо операций по ликвидации аварии необходимо на основании показаний приборов, работы сигнальных и защитных устройств, а также работы автоматики четко представить, в каком элементе блока произошла авария, ее характер и возможные последствия. Ошибки в операциях, допускаемые во время ликвидации аварии дежурным персоналом из-за растерянности, часто приводят к более тяжелым по-

следствиям, чем сама авария. Независимо от того, на каком участке создается аварийное положение, следует усилить наблюдение за работой турбоагрегата.

Турбина должна быть немедленно остановлена со срывом вакуума в следующих случаях:

- при повышении частоты вращения роторов сверх 56 с^{-1} (3360 об/мин);

- при ударе или появлении в области точной части постороннего звука, сопровождающегося усиленной вибрацией турбоагрегата;

- при внезапном повышении вибрации на любом из подшипников турбоагрегата на 30 мкм от установившегося на данном режиме уровня;

- при появлении хотя бы одного из признаков водяного удара: резкое снижение температуры пара, выбрызгивание воды из фланцев, явно слышимые удары в паропроводах и т.д.;

- при появлении искр из концевых уплотнений;

- при внезапном повышении температуры масла на сливе любого подшипника сверх 70°C ;

- при разрыве паропроводов, если прекращение доступа пара в поврежденный участок паропровода связано с необходимостью прекращения подачи пара в турбину;

- при появлении дыма из генератора;
- при воспламенении масла на турбоагрегате и невозможности быстро потушить огонь;

- при внезапном снижении уровня масла в масляном баке ниже предельного значения;
- при резком осевом сдвиге ротора до красной черты по указателю осевого сдвига;

- при падении давления в системе масляного снабжения ниже $0,15 \text{ МПа}$ ($1,53 \text{ кгс/см}^2$);

- при внезапном повышении температуры баббита колодок упорного или вкладышей опорных подшипников выше 100°C .

При постепенном повышении температуры масла на сливе за любым из подшипников выше 70°C останов турбины осуществляется без срыва вакуума. Если во время выбега роторов температура масла будет продолжаться повышаться, следует сорвать вакуум. При останове турбины со срывом вакуума запрещается открывать какие-либо сбросы пара в конденсаторы.

Необходимо остановить турбоагрегат с помощью защитных устройств без срыва вакуума в следующих случаях:

- при резком, со скоростью более 2°C/мин , изменении температуры свежего пара или пара после промпрегрева более чем на 30°C ;
- при отклонении параметров свежего пара

- или пара после промпрегрева за пределы, указанные в табл. 17.1;

- при разрыве атмосферных мембран, т. е. при переходе турбины на работу с выхлопом в атмосферу; при этом запрещается открывать сбросы среды в конденсаторы;

- при невозможности устранить появившиеся течи масла;

- по истечении 2 мин работы генератора в моторном режиме.

Необходимо остановить турбоагрегат при отклонении за пределы допустимых величин, указанных в табл. 17.1:

- относительных перемещений роторов;
- разности температур металла между верхними и нижними образующими ЦВД и ЦСД;

- разности температур металла между левыми и правыми сторонами ЦВД, ЦСД и ЦНД;

- при повышении давления в конденсаторах сверх 30 кПа;

- по истечении 10 мин работы турбины с односторонним подводом свежего и вторичного перегретого пара;

- при заедании стопорных или регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД, а также отсекающего клапана IV отбора, обратных клапанов отборов и невозможности расходить их; при этом турбина останавливается закрытием ГПЗ;

при выходе из строя устройств системы регулирования или защиты турбины, устройств контроля осевого сдвига и относительных расширений роторов, вакуум-реле, реле давления в системе масляного снабжения.

Не допускается длительная работа турбины при следующих нарушениях работы:

- при появлении парений в разъемах или уплотнениях турбины;

- при разрывах дренажных труб в случае невозможности отключения поврежденных участков;

- при отсутствии перелива масла из аварийных масляных бачков.

При аварийном останове блока следует проверить правильность срабатывания защит и блокировок по останову турбины, а при несрабатывании их — произвести операции по останову вручную и дополнительно необходимо:

- проверить закрытие стопорных и регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД, отсекающего клапана IV отбора и обратных клапанов отборов турбины, ГПЗ и их байпасов, после чего отключить генератор, не допуская работы турбины в моторном режиме более 2 мин;

- подать пар от постороннего источника на уплотнения, эжекторы и деаэрактор; на уплот-

нения ЦВД и ЦСД должен быть подан пар с температурой 320–350 °С;

отключить сливные насосы ПНД и перевести дренажи ПНД на конденсатор;

включить насосы системы гидроподъема и валоповоротное устройство роторов.

При повышении давления в конденсаторах турбины необходимо: убедиться в правильности показаний приборов;

проверить, какие предшествующие переключения и операции могли привести к повышению давления;

убедиться в наличии нормального давления в коллекторах уплотнений и коллекторе отсоса пара из уплотнений;

включить в работу резервный пароструйный и пусковой водоструйный эжекторы;

проверить давление основного конденсата и уровень в конденсаторах;

проверить давление в напорных циркуловодах и наличие сифона в сливных циркуловодах;

проверить, что давление пара перед эжекторами не менее 0,5 МПа (5,1 кгс/см²); в случае снижения давления подать пар от постоянного источника;

проверить по месту работу эжекторов;

проверить отсутствие присосов воздуха через трубопроводы и сальники всей арматуры, находящейся под разрежением, через разъемы и резервы ЦНД.

Глава восемнадцатая

ВИБРАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА К-500-240-2

18.1. ВЛИЯНИЕ ДЕФОРМАЦИЙ ФУНДАМЕНТА И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РАСЦЕНТРОВОК ВАЛОПРОВОДА НА ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

В процессе наладки и эксплуатации опытно-промышленного турбоагрегата К-500-240-1 выявлены и исследованы факторы, вызывающие расцентровку роторов, определено их влияние на вибрационное состояние турбины, разработаны и внедрены мероприятия по уменьшению эксплуатационных расцентровок.

Эти факторы можно разделить на две группы: факторы, связанные с конструкцией турбины и генератора, и факторы, обусловленные различными видами деформаций фундамента и его элементов.

К числу конструктивных факторов, влияющих на центровку валопровода, относятся:

трехопорная конструкция роторов ЦВД и ЦСД, характеризующаяся определенностью опорных реакций подшипников № 1 и 2;

просадка встроенных опор подшипников ЦНД при наборе вакуума в конденсаторах, которая составляет 0,15–0,2 мм;

подъем встроенных в корпус генератора опор подшипников № 8 и 9 при повышении давления водорода в статоре, составляющий более 0,2 мм;

термические деформации выхлопных патрубков ЦНД при длительной работе на холостом ходу без системы охлаждения, которые приводили к изменениям положения встроенных опор подшипников и ухудшали вибрационное состояние турбоагрегата, а в ряде слу-

чаев вызывали низкочастотную вибрацию подшипников № 5, 6 и 7.

Для повышения опорной реакции переднего подшипника в турбине К-500-240-1, как и в турбинах К-300-240 и др., где применены трехопорные системы роторов, при центровке выполняется раскрытие полумуфт роторов ЦВД и ЦСД внизу до 0,5–0,6 мм.

Изменения положения встроенных опор турбины и генератора под действием вакуума и давления водорода в последующем учитывались при центровке валопровода путем внесения соответствующих поправок. Для предотвращения термических расцентровок из-за нагрева выхлопных патрубков внедрена система охлаждения, обеспечивающая нормальное температурное поле ЦНД при работе на холостом ходу.

Таким образом, реализация относительно простых мероприятий позволила исключить нарушение центровки, вызываемое конструктивными факторами. Более сложной проблемой оказалось предотвращение расцентровки валопровода при различных деформациях фундамента.

При освоении турбоагрегата К-500-240-1 выявлены следующие виды деформаций фундамента:

деформации, обусловленные неравномерными расширениями вертикальных колонн и торцевых частей поперечных балок фундамента из-за нагрева в зонах расположения горячих паропроводов и торцевых частей ЦВД и ЦСД (термические деформации);

деформации верхней плиты фундамента, вызванные его усадкой из-за отсутствия монолитной нижней плиты;

поворот поперечных балок под опорами подшипников № 1 и 2 из-за действия сил трения на подошвах опор при тепловом расширении цилиндров турбины.

Кроме того, обнаружены неудовлетворительные вибрационные характеристики некоторых элементов фундамента, например, в районе генератора, что потребовало серьезных изменений конструкции фундамента.

Исследования термических деформаций вертикальных колов, выполненные ВТИ с помощью стержней, показали, что относительное изменение высотного положения фундаментной плиты под опорой № 2 по сравнению с опорой № 1 не превышает 1,5 мм. Эта величина в пересчете на расцентровку роторов ЦВД и ЦСД не оказывает существенного влияния на реакции опор.

В первый период эксплуатации при пусках турбоагрегата неоднократно наблюдалось плавное повышение температуры баббита опорных подшипников № 1 и 2, особенно значительное на подшипнике № 2. Одновременно в процессе нагружения и прогрева турбоагрегата отмечался подъем роторов ЦВД и ЦСД в районе муфты на величину около 1 мм, что определялось датчиками УралВТИ для измерения вибрации роторов.

В результате столь значительной расцентровки роторов имели место сильные радиальные заедания в концевых уплотнениях ЦВД и ЦСД, приводившие к увеличению зазоров и сильному парсению из уплотнений.

При ревизиях на нижней половине вкладыша подшипника № 2 обнаружился неравномерный по длине износ баббита (до 0,25 мм со стороны генератора). Для определения причин этого явления, кроме штатных термометров, расположенных вблизи торца вкладыша со стороны генератора, были установлены дополнительные термометры у торца со стороны регулятора. По данным с обеих сторон обеспечена регистрация абсолютного расширения цилиндров турбины.

При последующих пусках турбины установлено, что в процессе расширения корпусов ЦСД температура вкладыша № 2 со стороны генератора повышалась до предельного значения, а со стороны регулятора снижалась, что свидетельствовало о повышении эксплуатационного перекоса вкладыша относительно шейки ротора в вертикальной плоскости. Последнее подтверждало, что, обеспечивая самоустановку подшипников при монтаже, шаровые опоры вкладышей не могут компенсировать эксплуатационный перекос осей шейки и расточки вкладыша при работе турбины.

Одновременно с помощью датчиков абсолютного расширения корпусов ЦВД и ЦСД обнаружено скачкообразное перемещение средней опоры при величинах расширения ЦСД на 5-6 и 10-11 мм.

Описанные явления в практике эксплуатации турбоагрегатов обнаружены впервые. Предполагаемыми причинами неудовлетворительной работы турбоагрегата при пусках могли быть поворот поперечной балки фундамента под действием силы трения на подошве опоры; заедания в поверхностях скольжения средней опоры по фундаментной плите.

В период капитального ремонта блока проведены исследования деформаций поперечной балки фундамента путем имитации с помощью гидравлических домкратов нагрузок, возникающих при прогреве турбины. Установлено, что угол поворота поперечной балки под средней опорой составлял более 1°. Осмотр поверхностей скольжения опоры по фундаментной плите и на-

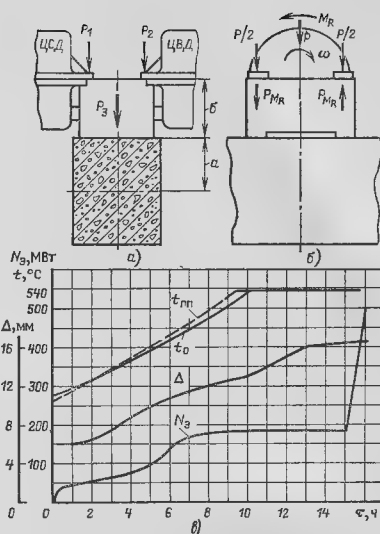


Рис. 18.1. Силы и моменты, действующие на среднюю опору и поперечный ригель под опорой турбины К-500-240-1 при работе ее под нагрузкой:

a — вид на опору и ригель сбоку; b — вид на опору и ригель со стороны регулятора; ϕ — изменение электрической нагрузки (N_3), абсолютного расширения ЦСД (Δ), температуры свежего (t_0) и вторично перегретого (t_{np}) пара при пуске турбины.

правляющих шпонок не выявил каких-либо повреждений, которые могли бы явиться причиной заеданий.

Таким образом, причиной неудовлетворительной работы турбины при прогреве оказались повышенный угол поворота поперечной балки под средней опорой, обусловленный недостаточной жесткостью балки и значительной вертикальной нагрузкой на опору.

Схема действия сил, вызывающих поворот поперечной балки фундамента при тепловом расширении турбоагрегата, показана на рис. 18.1,а.

Момент, скручивающий поперечную балку до начала скольжения опоры по фундаментной плите, определяется по формуле

$$M = f_{тр} (P_1 + P_2 + P_3) (a + b),$$

где $f_{тр}$ — коэффициент трения покоя; P_1 , P_2 , P_3 — силы от массы; a — расстояние от оси балки до плоскости скольжения; b — расстояние от поверхности скольжения до плоскости опорных лап ЦВД и ЦСД.

Уменьшение угла поворота поперечной балки принципиально может быть достигнуто следующими способами:

уменьшением вертикальной нагрузки на среднюю опору, например, путем установли-

специальных подвесок большой грузоподъемности с целью переноса части массовых нагрузок от ЦВД и ЦСД с опоры на несущие элементы фундамента;

повышением жесткости поперечной балки путем увеличения ее сечения;

переносом узла соединения цилиндров со средней опорой с плоскости разреза вниз к плоскости скользяния для уменьшения плеча момента, скручивающего поперечную балку;

уменьшением силы трения подошвы опоры на плите путем применения эффективной термостойкой смазки поверхностей скользяния либо путем установки специальных прокладок с малым коэффициентом трения.

Реализация перечисленных мероприятий на действующем турбоагрегате либо практически невозможна, либо связана со значительными трудностями.

На Назаровской ГРЭС для повышения надежности работы турбоагрегата осуществлены следующие мероприятия.

1) в период капитального ремонта блока с помощью домкратов и мостового крана поднята на небольшую высоту средняя опора и на поверхность скользяния нанесена тугоплавкая смазка ЦИАТИМ-201 с графитом. Однако одноразовая смазка не обеспечивает, как показал опыт, сохранения малого коэффициента трения в процессе длительной эксплуатации из-за высокой температуры и радиационного нагрева подошвы опоры от торцевых частей нижних половин ЦВД и ЦСД. В связи с этим при капитальном ремонте блока узел скользяния опоры по фундаментной плите усовершенствован для принудительной подачи смазки через пресс-масленки в канавки, выполненные на поверхностях скользяния опоры;

2) увеличен натяг пружин подвесок трубопроводов подвода пара к ЦВД и ЦСД, что позволило уменьшить вертикальную нагрузку на подошву средней опоры на 300 кН (30,6 тс).

Одновременно для повышения вибрационной надежности турбоагрегат оснащен сегментными радиальными подшипниками с точечной опорой сегментов, обеспечивающей также компенсацию эксплуатационного перекоса шейки ротора относительно расточки цилиндра.

Следует отметить, что установка сегментного подшипника, устранения ненормальной работы собственно подшипника в средней опоре, не предотвращает задевания в концевых уплотнениях ЦВД и ЦСД из-за подъема роторов в случае п. шенного угла поворота поперечной балки.

Проведенные после капитального ремонта измерения показали, что выполненные мероприятия обеспечили плавное перемещение средней опоры по фундаментной плите, однако угол поворота поперечной балки оставался значительным (до 1°). В период эксплуатации турбоагрегата неоднократно имели место случаи задеваний в передних уплотнениях ЦВД и ЦСД при пусках из различных тепловых состояний, что приводило к повреждению уплотнений.

Поиск путей дальнейшего уменьшения деформаций поперечной балки фундамента под средней опорой привели к разработке специальной методики пуска турбоагрегата, суть которой сводится к ограничению реактивного момента корпусов ЦВД и ЦСД на величину вертикальной силы, действующей на среднюю опору, и, следовательно, на величину силы трения на подошве опоры.

Опыт эксплуатации турбины показал, что температура баббита эллиптического подшипника № 2 резко возрастала при нагрузках свыше 150 МВт, что свидетельствовало об увеличении угла поворота поперечной балки при повышении нагрузки турбины. Поскольку последнее могло быть вызвано только ростом силы трения на подошве средней опоры, проведен анализ изменения усилий, действующих на опору, при повышении нагрузки турбины.

Рассмотрим силы, действующие на опору, при работе турбоагрегата (рис. 18.1,б).

Вертикальная нагрузка P от массы цилиндров, которая распределяется примерно поровну на опорные площадки опоры. На каждую из двух опорных площадок размером 400×670 мм со стороны регулятора действует нагрузка 525 кН (53,5 тс) и со стороны генератора - 665 кН (70 тс).

Нагрузка P_{MR} от реактивного момента на цилиндрах M_R , равного по величине и противоположно направленного крутящему моменту, создаваемому паром на рабочих лопатках роторов.

Момент M_R через опорные поверхности цилиндров и опор подшипников передается на поперечные балки фундамента. Как видно из рис. 18.1,б, при вращении ротора по часовой стрелке крутящий момент увеличивает вертикальную нагрузку на левую сторону опоры (по виду со стороны регулятора на генератор) и уменьшает ее на правую сторону средней опоры, хотя суммарная массовая нагрузка на фундамент остается неизменной. Крутящий момент и, следовательно, вызываемые им вертикальные усилия пропорциональны нагрузке турбины. Следовательно, по мере нагружения турбины уменьшается вертикальная нагрузка на правые опорные поверхности скользяния опоры по фундаментной плите и увеличивается на левые поверхности.

При увеличении удельной нагрузки на поверхности скользяния коэффициент трения стали по чугуну имеет тенденцию к возрастанию [12], что в совокупности с неизбежной неравномерностью нагрузки по опорным поверхностям вследствие силовых и температурных деформаций элементов фундамента и опор подшипника № 2 может привести к заеданию на некоторых участках левых опорных площадок, а следовательно, и к увеличению силы трения. Таким образом, несмотря на неизменность суммарной вертикальной нагрузки на фундаментную плиту, под действием крутящего момента на корпусах турбины происходит возрастание угла поворота поперечной балки и расцентровка роторов относительно неподвижных элементов проточной части.

Уменьшение влияния крутящего момента на деформацию поперечной балки при тепловом расширении турбоагрегата достигнуто применением специальной методики пуска, разработанной на заводе. Суть методики заключается в обеспечении полного теплового расширения ЦСД с прогревом корпуса до номинальной температуры металла при нагрузке турбоагрегата не выше 180 МВт.

На рис. 18.1,в приведены график-задание пуска турбоагрегата из холодного состояния по указанной методике и экспериментальная кривая перемещений средней опоры Δ при одном из пусков турбины по этой методике.

Для измерения перемещений передней и средней опор относительно фундамента, кроме штатных приборов абсолютного удлинения ЦСД и ЦВД, использовались стрелочные индикаторы.

В процессе пуска произведена длительная (около 10 ч) выдержка турбоагрегата при нагрузке 140–180 МВт с постепенным повышением температуры свежего и вторичного пара до номинального значения.

Измерениями установлено:

во всем диапазоне теплового расширения ЦВД и ЦСД опоры перемещались плавно, без заеданий. Темп

абсолютного расширения ЦВД и ЦСД соответствовал тепловому состоянию корпусов при их прогреве;

перемещение подошв опор по фундаментным плитам происходило без перекосов слева и справа.

Предложенная методика пуска турбоагрегата позволяет свести к минимуму влияние крутящего момента на деформацию поперечной балки фундамента. Однако осуществление такой методики пуска связано с перерасходом топлива на выработку электроэнергии из-за увеличения продолжительности эксплуатации на частичной нагрузке. Поэтому применение описанной методики целесообразно в случаях, когда невозможна или затруднена реализация других мероприятий, уменьшающих угол поворота поперечной балки фундамента.

18.2. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН И ЛИКВИДАЦИЯ НИЗКОЧАСТОТНОЙ ВИБРАЦИИ ВАЛОПРОВОДА

Низкочастотная вибрация (НЧВ) представляет собой автоколебания ротора на масляной пленке подшипников при рабочей скорости вращения с частотой, равной первой критической частоте вращения ротора в системе валопровода.

Существуют два основных вида НЧВ роторов турбоагрегатов:

масляные колебания, вызываемые гидродинамическими силами в смазочном слое подшипников при недостаточной статической нагрузке на них;

паровые колебания, возникающие при избытке мощности (увеличении расхода пара) в результате действия неуравновешенных гидродинамических сил в проточной части при недостаточном демпфировании или дополнительном возбуждении в опорных подшипниках.

Трудности моделирования возникновения неустойчивости движения ротора на масляной пленке, подверженного силам парового возбуждения в проточной части, а также отсутствие надежных теоретических разработок к моменту ввода первых блоков сверхкритического давления потребовали проведения значительного объема опытно-исследовательских работ по выяснению причин и устранению НЧВ валопроводов турбин непосредственно в условиях эксплуатации.

Периодически появляющаяся низкочастотная вибрация подшипников турбоагрегата К-500-240-1 обнаружена в период балансировочных пусков.

При нагрузках свыше 180 МВт интенсивная НЧВ появлялась на подшипниках № 1, 2 и 3.

Практика работ по исследованию НЧВ на турбоагрегатах мощностью 50—300 МВт по-

казала, что низкочастотная составляющая вибрации либо вовсе не зависела от нагрузки, либо достаточно плавно нарастала по мере нагружения турбоагрегата.

Характерной особенностью вибрационного состояния турбоагрегата К-500-240-1 являлось внезапное возникновение интенсивной НЧВ на подшипниках № 1 и 3 с амплитудой более 150 мкм, на подшипнике № 2 до 60 мкм при достижении определенной для каждого типа подшипника нагрузки, хотя до этой нагрузки низкочастотная составляющая вибрации практически отсутствовала. В связи с этим возникло понятие «пороговой» мощности турбоагрегата по низкочастотной вибрации, которое характеризовало предельную мощность агрегата, обеспечиваемую при нормальном вибрационном состоянии валопровода. В процессе последующих наладочных работ эффективность мероприятий, проводимых с целью устранения НЧВ, оценивалась по величине «пороговой» мощности.

Работы по ликвидации НЧВ турбины К-500-240 осуществлялись в трех направлениях:

определение возможности повышения «пороговой» мощности за счет перенастройки парораспределения высокого давления;

уменьшение сил аэродинамического самовозбуждения в проточной части ЦВД;

совершенствование конструкции радиальных подшипников с целью повышения виброустойчивости валопровода.

18.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЦВД НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ВАЛОПРОВОДА

После установки двухклиновых подшипников порог устойчивой работы турбины К-500-240-1 достиг 270 МВт при номинальном давлении свежего пара. Поскольку открытие клапана № 3 по первоначальной настройке парораспределения опережало открытие клапана № 4, возникло предположение, что это могло быть источником возбуждения НЧВ. Для исключения влияния этого фактора была произведена подстройка парораспределения с целью обеспечения опережающего открытия клапанов четной группы.

Проведен ряд опытов для определения влияния парораспределения высокого давления на вибрационную устойчивость валопровода.

Режимно-эксплуатационные изменения нагрузок на подшипники наряду с другими факторами в значительной мере определяют вибрационную устойчивость ротора на масляной пленке. Как правило, НЧВ возникает на роторах ЦВД, что связано в первую оче-

Таблица 18.1. Варианты подвода пара в ЦВД

Вариант			Схема подвода пара	$N_{т,}$ МВт	$N_{п,ст,}$ МВт	$P_{р,с,т,}$ кН	$P_{т,}$ кН	$P_{п,}$ кН	$R_{т,}$ кН	$R_{п,}$ кН
I	$P_0 = \text{var}$	а		190	13	10,9				
		б		330	21,5	18				
	$P_0 = \text{ном}$	в		450	29,3	24,6				
II	$P_0 = \text{var}$	а		190	13	52				
		б		250	16,5	66				
III	$P_0 = \text{ном}$	а		350	27,7	52,5				
IV	$P_0 = \text{var}$	а		190	13	52				
		б		250	16,5	66				
V	$P_0 = \text{ном}$	а		350	27,7	52,5				

редь с наличием значительных сил парового возбуждения, пропорциональных мощности турбины.

Подшипники ротора ЦВД из-за относительно малой массы ротора являются слабо-нагруженными, в результате чего даже незначительные изменения опорных реакций

могут способствовать выведению ротора из равновесного состояния и возникновению автоколебаний на масляной пленке с частотой, близкой к первой собственной частоте изгибных колебаний ротора.

Наиболее существенным режимно-эксплуатационным фактором, способным изме-

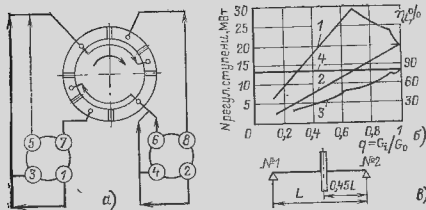


Рис. 18.2. Схема и характеристики парораспределения ЦВД турбины К-500-240-1:

а — схема подвода пара к соплам регулирующей ступени (цифрами обозначены номера регулирующих клапанов), б — мощность и КПД регулирующей ступени в зависимости от относительного расхода (G); 1, 3 — мощность и КПД при номинальном давлении свежего пара; 2, 4 — то же при скользящем давлении свежего пара; 5 — схема расположения регулирующей ступени ЦВД относительно подшипников № 1, 2

нять нагрузку на подшипники, является изменение вектора парового усилия на регулирующей ступени ЦВД с сопловым парораспределением. Как известно, уменьшение нагрузки на подшипник способствует потере устойчивости ротора на масляной пленке и, наоборот, увеличение нагрузки повышает виброустойчивость валопровода.

Для определения возможных нагрузок на подшипники ротора ЦВД проведен расчетный анализ паровых усилий на регулирующей ступени, возникающих при различных вариантах очередности включения клапанов.

На рис. 18.2 представлены схема парораспределения высокого давления, зависимость мощности и КПД регулирующей ступени от расхода пара при номинальном и скользящем давлении свежего пара, а также схема расположения регулирующей ступени относительно подшипников № 1 и 2.

В первую группу регулирующих клапанов входят клапаны № 1—6, обеспечивающие пропуск около 70% расхода свежего пара. Вторая группа (клапан № 7) совместно с первой пропускает более 90%, третья (клапан № 8) совместно с первыми двумя — максимальный расход свежего пара.

Как видно из рис. 18.2, а четные клапаны первой группы подают пар в нижнюю, а нечетные — в верхнюю половину паровпускной части ЦВД. Разделение потоков пара от четной и нечетной подгрупп клапанов на два сегмента сопл определяется стремлением избежать окружающей температурной неравномерности по корпусу внутреннего ЦВД, выполненного без сопловых коробок, при пусках турбины и эксплуатации на частичных нагрузках.

В табл. 18.1 приведены результаты расчетного анализа мощности регулирующей ступени (N_p), векторов паровых усилий на ней (P_p), векторов дополнительных (P_1 и P_2)

и результирующих (R_1 и R_2) нагрузок на опорные подшипники № 1 и 2 в зависимости от схемы подвода пара к соплам регулирующей ступени (варианты I—V), давления свежего пара $p_{\text{ном}} = 23,5$ МПа (240 кгс/см²), $p_0 = \text{ваг}$ и мощности турбины (N_T) по пропускной способности открытых групп сопл (в схеме подвода пара заштрихованы). Векторы паровых сил построены в соответствии с площадями сопл и с учетом распределения сил по окружности при приложении результирующей в центре соплового сегмента (векторная сумма).

Расчет мощности регулирующей ступени при работе турбины на скользящем давлении свежего пара производился с учетом постоянства η_i в широком диапазоне расходов пара через ступень и незначительного изменения теплоперепада. Исходя из этой мощности регулирующей ступени при работе турбины на скользящем давлении свежего пара пропорциональна его расход.

Статические нагрузки на подшипники № 1 и 2 равны соответственно 70 и 125 кН (7,0 и 12,5 тс). Как видно из табл. 18.1, наиболее благоприятными режимами работы парораспределения с точки зрения дополнительных нагрузок на подшипники являются режимы IIб и IIIа, наименее благоприятными — режимы IV и V. (В режиме III R_1 и R_2 направлены под углом к вертикали).

Для сравнения величин дополнительных нагрузок на подшипники аналогичным образом был проведен анализ схемы подвода пара к регулирующей ступени через четыре сегмента сопл, по 90° каждый.

На рис. 18.3 приведены графики изменения дополнительной нагрузки на подшипник № 1 для обеих схем подвода пара при наиболее благоприятных вариантах работы парораспределения. Как видно из графиков, в обоих случаях максимальная дополнительная нагрузка соответствует мощности около 70% максимальной, а затем нагрузка на подшипник снижается и при полном подводе пара достигает нулевого значения.

Таким образом, при нагрузках турбоагрегата выше 70% максимальной возможности

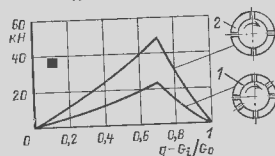


Рис. 18.3. Зависимость парового усилия P на регулирующей ступени ЦВД от относительного расхода свежего пара (G) при различных схемах подвода пара к соплам регулирующей ступени

парораспределения с точки зрения дополнительного нагружения подшипников и, следовательно, повышения виброустойчивости ротора уменьшаются. В то же время силы парового возбуждения в проточной части растут пропорционально мощности турбоагрегата и достигают максимального значения при максимальной мощности. Следовательно, для турбин, работающих в максимальном режиме со степенью парциальности, близкой к единице, различные схемы парораспределения ЦВД равноценны.

Анализ схем парораспределения выполнен для выявления теоретических возможных благоприятных условий нагружения подшипников, однако варианты II, III, IV и V, а также соответствующие им варианты схемы типа 2 (рис. 18.3) снижают надежность турбоагрегата из-за резкого повышения изгибных напряжений в лопатках регулирующих ступени и температурной неравномерности паропускной части ЦВД. Кроме того, такие режимы опасны из-за существенного дополнительного прогиба ротора, обусловленного поперечной силой, появляющейся при несимметричном парциальном подводе пара к регулирующей ступени.

Опыты по изучению влияния парораспределения на виброустойчивость валопровода осуществлялись различными вариантами подвода пара в ЦВД в соответствии с табл. 18.1. Опыты не выявили сколько-нибудь заметного различия величин «пороговых» (по низкочастотной вибрации) мощности турбоагрегата при различных схемах подвода пара в ЦВД. Это, по-видимому, можно объяснить особенностью двухклиновых подшипников, заключающейся в малом изменении результирующего усилия, действующего на масляную пленку нижней половины вкладыша. Результирующее усилие состоит из трех составляющих: усилия от массы ротора, приходящейся на подшипник, реакции масляной пленки верхней половины вкладыша и парового усилия. Увеличение парового усилия вызывает уменьшение толщины масляной пленки в верхней половине вкладыша, и наоборот. Соответственно уменьшается или увеличивается величина реакции верхней половины, суммарная же величина нагрузки на подшипник мало изменяется.

Проведенный расчетный анализ и экспериментальная проверка позволили сделать вывод, что для турбин большой мощности при наличии значительных сил парового возбуждения в проточной части и двухклиновых опорных подшипниках повышение виброустойчивости валопровода путем выбора схемы парораспределения с парциальностью, близкой к I, не может быть достигнуто.

18.4. АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ САМОВОЗБУЖДЕНИЕ РОТОРОВ ЦВД

При работе турбоагрегата его ротор совершает сложное движение, одним из элементов которого является прецессия, т. е. вращение центра ротора относительно линии его упругого прогиба из-за неуравновешенных масс, податливости опор и масляного слоя в подшипниках, возбуждения парового потока и т. д.

Динамический прогиб ротора, обусловленный прецессией, вызывает неравномерные протечки пара через зазоры в уплотнениях проточной части и связанную с этим диаметрально неравномерность окружных усилий на рабочих колесах: на той части рабочего колеса, где в результате динамического прогиба радиальные зазоры увеличены, увеличены и протечки пара через зазоры, что уменьшает окружное усилие. На диаметрально противоположной части рабочего колеса радиальные зазоры уменьшены, уменьшены и протечки пара помимо рабочих лопаток, что увеличивает окружное усилие. Диаметрально разность окружных усилий на рабочих колесах определяет величину неуравновешенной радиальной аэродинамической силы, которая, вращаясь вместе с ротором, опережает динамический прогиб на 90°. Величина этой силы зависит от конструкции проточной части и уплотнений, параметров пара и динамического прогиба ротора. Неуравновешенной радиальной силе противодействует сила демпфирования, которая зависит от массы ротора, его жесткости, свойств материала вала и характеристик радиальных подшипников.

Разработка теории виброустойчивости валопроводов мощных турбоагрегатов при паровом возбуждении выполнена А. Г. Костюком и В. И. Олиминым [39, 80], которые классифицируют неуравновешенные аэродинамические силы в проточной части по трем группам:

силы А («венцовые»), вызываемые неравномерностью окружных усилий на венде рабочих лопаток;

силы В («бандажные»), вызываемые неравномерностью давления по окружности каналов бандажных уплотнений;

силы С («лабиринтные»), вызываемые неравномерностью давления по окружности многокамерных уплотнений.

Проведенный расчетный анализ показал, что наиболее вероятной причиной НЧВ роторов турбины К-500-240-1 являются аэродинамические силы в надбандажных уплотнениях проточной части ЦВД, величина которых может быть существенно снижена путем уменьшения входных осевых зазоров в ступенях.

Для проверки этих положений проведены опыты нагружения с уменьшенными осевыми зазорами в ЦВД, для чего во время кратковременного останова турбоагрегата корпус цилиндра смещен на 1 мм в сторону регулятора. Перемещение корпуса осуществлено путем изменения толщины поперечных шпонок, фиксирующих ЦВД относительно средней опоры и расположенных в опорных лапах паропускной части цилиндра.

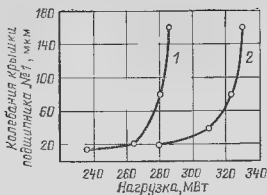


Рис. 184. Зависимость колебаний крышки подшипника № 1 турбины К-500-240-1 от нагрузки:
1 — нормальные осевые зазоры в ЦВД; 2 — уменьшенные осевые зазоры в ЦВД

При проведении опытов нагружения турбины с помощью различных режимных мероприятий входные осевые зазоры в ЦВД изменялись дополнительно на 0,8—1,0 мм, что дало возможность расширить диапазон исследований. Опыты показали наличие зависимости между величинами осевых зазоров и «пороговой» нагрузкой. Уменьшение зазоров на 1 мм позволило поднять мощность турбины на 40—50 МВт (рис. 184).

Для определения влияния статических паровых сил на устойчивость ротора были проведены опыты с перераспределением радиальных зазоров в ЦВД. С этой целью корпус ЦВД поднят относительно ротора на 0,3 мм увеличением толщины прокладок под опорными лапами цилиндра. Это обеспечило уменьшение радиальных зазоров в нижней части корпуса и увеличение зазоров в верхней части, а также изменение вектора «статической» поперечной силы, действующей на ротор от неравномерности радиальных зазоров по окружности рабочих колес и по диафрагменным уплотнениям.

До проведения опыта вектор поперечной силы определялся увеличенным нижним зазором по сравнению с верхним, что вызвало поперечную силу, направленную в правую сторону (если смотреть от регулятора в сторону генератора). После перераспределения радиальных зазоров поперечная сила направлена в левую сторону.

Серия опытов нагружения турбины не выявила заметного влияния статических паровых сил на «пороговую» мощность турбины.

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования определили дальнейшую программу работ по ликвидации НЧВ, которая реализована на турбине К-500-240-1. Главные направления этих работ: подавление аэродинамических сил парового возбуждения; повышение виброустойчивости валопровода за счет применения сегментных подшипников.

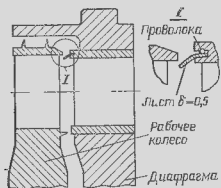


Рис. 185. Демпфирующее осерядное уплотнение ступени турбины

В процессе исследований разработаны несколько вариантов осевых, радиальных и комбинированных уплотнений проточной части, снижающих величины аэродинамических сил возбуждения.

На рис. 185 показано уплотнение проточной части, установленное в ступенях ЦВД турбины. Одновременно для ликвидации «баджажных» сил удалены надбандажные радиальные уплотнения. Такая конструкция уплотнений обеспечивает резкое уменьшение «венторных» и «бандажных» неуравновешенных аэродинамических сил и обладает демпфирующими способностями, снижая общий уровень сил парового возбуждения. Кроме того, эта конструкция благодаря малым зазорам повышает экономичность проточной части при отсутствии надбандажных уплотнений.

Конструктивно уплотнения выполнены путем установки в бандаж диафрагм ЦВД ленты толщиной 0,5 мм. Материал ленты — сталь X18H9T.

Выполнение вышеуказанных мероприятий обеспечило устойчивую работу турбины без НЧВ во всем диапазоне нагрузок, вплоть до 525 МВт.

Однако через 6 мес. эксплуатации на подшипнике № 1 появилась НЧВ, достигавшая 30 мм при нагрузке 450 МВт, что свидетельствовало о повреждении демпфирующих уплотнений. Последующее вскрытие ЦВД выявило повреждение 50% уплотнений в результате воздействия вибрационных и аэродинамических сил.

В дальнейшем на турбине установлены сегментные подшипники № 1, 2 и 3 (см. рис. 187), которые устраняли появившуюся НЧВ.

18.5. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИЙ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТЬ ВАЛОПРОВОДА

На турбоагрегате К-500-240-1 осуществлена большая программа проверки виброустойчивости различных конструкций радиальных подшипников (рис. 18.6). В табл. 18.2 приведены величины «пороговой» мощности турбоагрегата при установке подшипников различных конструкций.

Из табл. 18.2 видно, что последние три типа радиальных подшипников практически равноценны по виброустойчивости.

В технической литературе имелись противоречивые сведения о достоинствах трехклиновых подшипников. В подшипнике диаметром 420 мм, испытанном на турбине К-500-240-1,

Таблица 18.2. Величины «пороговой» мощности турбоагрегата для различных конструкций подшипников

Наименование	Показатель
Цилиндрический с маслорепускной канавкой (рис. 18.6,а)	80 МВт
Эллиптический с маслорепускной канавкой (рис. 18.6,а)	180 МВт
Эллиптический без маслорепускной канавки (рис. 18.6,б)	280 МВт
Двухклиновой с дополнительным подводом масла в верхней половине (рис. 18.6,е)	285 МВт
Трехклиновой типа ВВС (рис. 18.6,е)	285 МВт

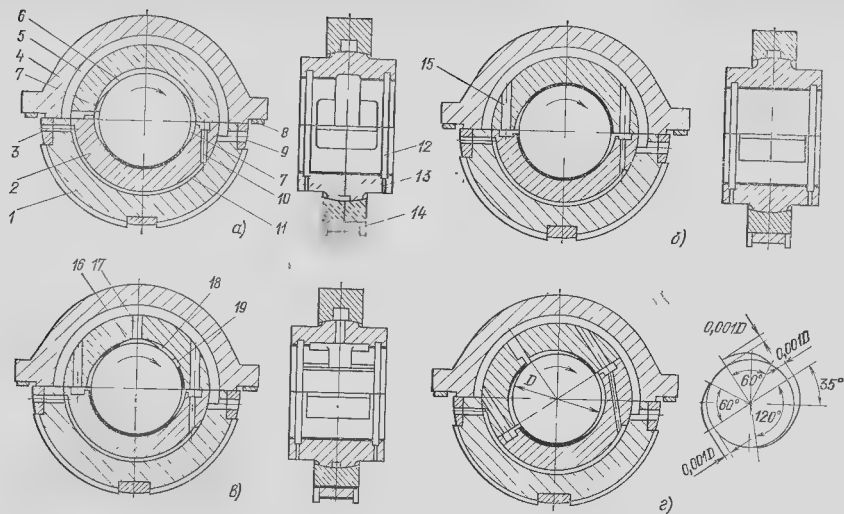


Рис. 18.6. Конструкция подшипников турбины К-500 240-1.

а — цилиндрический и эллиптический с маслореперусной канавкой; *б* — эллиптический без маслореперусной канавки; *а* — двухклиновой подшипник с дополнительным подводом смазки; *б* — трехклиновой подшипник; 1 — полукольцо установочное; 2 — вкладыш; 3, 10, 11 — отверстия и каналы подвода аварийной смазки; 4 — крышка подшипника; 5, 9, 16, 17 — отверстия и каналы подвода основной смазки; 6, 16 — маслореперусная канавка; 7, 16 — маслораздаточные карманы; 8 — прокладка дистанционная; 12 — маслославляющие канавки; 18 — дренажные отверстия; 14 — полушка; 19 — маслосбросная канавка

реакция масляной пленки верхней половины при номинальной частоте вращения достигала 120 кН (12 тс), что значительно больше, чем в эллиптическом подшипнике 50 кН (5—6 тс). Однако, несмотря на столь существенную дополнительную нагрузку, повышенные «пороговой» мощности турбоагрегата не было достигнуто.

Проведенные на турбоагрегате К-500-240-1 исследования показали, что возможности повышения «пороговой» мощности путем совершенствования геометрии расточек подшипников со скольжения с неподвижными опорными поверхностями практически исчерпаны. В связи с этим завод приступил к отработке конструкций сегментных радиальных подшипников, обладающих повышенной виброустойчивостью.

Один из сегментных подшипников, установленных на турбине К-500-240-1, представлен на рис. 18.7.

Основные особенности сегментных подшипников: составные сегменты; точечное опирание сегментов; угол охвата сегментов 60°; отношение длины к ширине сегмента равно единице; индивидуальный подвод смазки к каждому сегменту специальными соплами; отсутствие масляной ванны.

Перед установкой подшипников в турбину проводились исследования опытного сегментного подшипника диаметром 420 мм подобной конструкции. Наиболее важны результаты исследований способа смазки подшипников и аварийного маслоснабжения.

По способу смазки сегментные подшипники разделяются на подшипники с масляной ванной и подшипники без ванны с индивидуальным подводом смазки к каждому сегменту. В подшипниках с ванной маслом заполняет полость подшипника, из которой вращающаяся шейка увлекает смазку в масляную пленку сегментов. В подшипниках без ванны смазка должна подаваться ко входной кромке каждого сегмента. Подвод смазки к сегментам соплами позволял проводить испытания подшипника с ванной и без ванны.

На рис. 18.8 приведены зависимости потерь в подшипнике от частоты вращения и способа смазки. Из приведенных на рис. 18.8 данных видно, что подшипник без ванны имеет меньшие потери мощности по сравнению с подшипником с масляной ванной.

В подшипнике с масляной ванной потери мощности складываются из двух составляющих: потерь на трение в масляной пленке

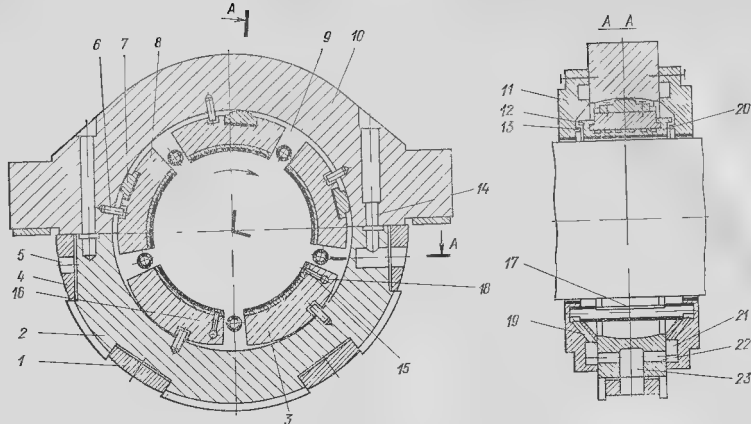


Рис 18.7. Сегментный подшипник турбины К-500-240-1

1, 4 — полушки; 2 — полукольцо установочное; 3 — сегмент нижний; 5 — подкол аварийный; 6, 14 — штифты; 7 — упор; 8 — сегмент верхний; 9 — сопло; 10 — крышка подшипника; 11 — крышка боковая; 12 — зацеп сегмента; 13 — зацеп крышки; 15, 16, 18 — подвод аварийной смазки; 17 — щель сопла; 19, 21, 22, 23 — каналы подвода смазки; 20 — накладка сегмента

сегментов и потерь на перемешивание масла в полости подшипника. Потери на перемешивание вызывают дополнительный нагрев масла в полости подшипника, поэтому в несущую пленку оно поступает с более высокой температурой, чем в подшипнике без вайны, где потери на перемешивание практически отсутствуют.

Установка сегментных подшипников в опорах ЦВД и ЦСД обеспечила устранение низкочастотной вибрации (рис. 18.9), компенсацию перекоса осей ротора и средней опоры турбоагрегата К-500-240-1.

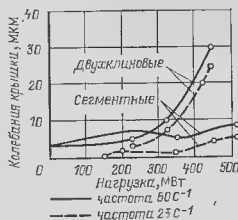


Рис 18.9. Зависимость колебаний крышки подшипника № 1 от нагрузки турбоагрегата К-500-240-1 для различных конструкций подшипников № 1, 2 и 3

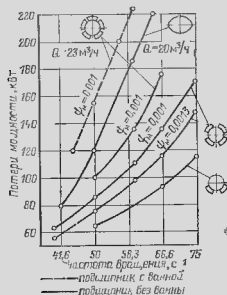


Рис 18.8. Зависимость потерь мощности от частоты вращения для подшипников различных конструкций

Необходимо отметить, что, несмотря на отсутствие системы гидростатического подъема роторов, на турбине К-500-240-1 износа баббита сегментов наблюдалось.

18.6. ОПЫТ ОСВОЕНИЯ ГОЛОВНОЙ ТУРБИНЫ К-500-240-2

Использование опыта наладки турбины К-500-240-1 при создании турбины К-500-240-2 способствовало выведению головного блока мощностью 500 МВт с турбиной К-500-240-2 на номинальную нагрузку в течение первых месяцев эксплуатации.

В отличие от турбины К-500-240-1, имевшей трехопорную схему опирания роторов

ЦВД и ЦСД, в турбине К-500-240-2 применена четырехопорная схема, что позволило заметно повысить критическую частоту ротора высокого давления.

Сегментные подшипники готовной турбины К-500-240-2 (диаметр 300, опоры № 1, 2 и 3) отличались от подшипника диаметром 300 турбины К-500-240-1 только наличием подвода масла высокого давления к нижним сегментам для гидростатического подъема роторов. На турбине К-500-240-2 проведен большой объем работ по совершенствованию подшипников, элементов системы гидроподъема, методов сборки и центровки подшипников. В результате этих работ, а также обширных исследований, проведенных на стендах, отработана конструкция четырехсегментного подшипника, отличающегося от пятисегментного более рациональным расположением сегментов, равномерным нагружением сегментов нижней половины, применением охлаждения сегментов. В четырехсегментном подшипнике обеспечен контроль прилегания шейки к нижним сегментам, что особенно важно при сборке двух близко расположенных подшипников, облегчена установка монтажных зазоров по верхним сегментам.

Четырехсегментными подшипниками оснащаются турбины К-500-240-2. Эти подшипники установлены взамен пятисегментных и на головной турбине К-500-240-2, после чего проведены измерения расцентровки подшипников № 2 и 3 средней опоры в процессе пуска и нагружения турбоагрегата, а также анализ изменения нагрузки на подшипники РВД. Расцентровка подшипников оценивалась по изменению положения средней опоры, которое измерялось уровнем «Геолого-

разведка» и нивелиром до реперным отметкам опоры.

Измерениями, проведенными динамометрами, установлена чувствительность реакций подшипников № 2 и 3 ко взаимной расцентровке 250 кН/мм (25 тс/мм). Следовательно, при расцентровке 0,25 мм происходит полная разгрузка одного подшипника средней опоры и перегрузка второго. В результате измерений установлено:

с момента подачи пара на уплотнения начинается расширение ЦСД и расцентровка подшипников средней опоры, вызываемая поворотом поперечной балки фундамента под действием силы трения на фундаментной раме средней опоры;

к началу перемещения средней опоры расцентровка достигает величины, близкой к максимальной;

в течение всего периода перемещения опоры, вызванного тепловым расширением ЦСД, расцентровка подшипников № 2 и 3 сохраняет максимальное значение 0,28–0,33 мм;

с уменьшением темпа прогрева ЦСД и после его прекращения расцентровка подшипников уменьшается до 0,18 мм;

при номинальной нагрузке правые сегменты нижних половин подшипников № 1 и 2 догружаются паровым усилием;

благодаря высокой несущей способности подшипников с охлаждаемыми сегментами перераспределение нагрузки между подшипниками № 2 и 3 и догружение подшипников № 1 и 2 паровым усилием не влечет за собой существенного изменения температуры подшипников

Во всем диапазоне нагрузок уровень вибраций крышек подшипников головной турбины К-500-240-2 не превышал 30 мкм.

Глава девятнадцатая

ГАРАНТИЙНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТУРБОАГРЕГАТА К-500-240-2

19.1. МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ И СХЕМА ИЗМЕРЕНИЙ ПРИ ТЕПЛОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ

Гарантийные тепловые испытания проводятся для проверки гарантий завода-изготовителя:

- по мощности турбоагрегата;
- по удельному расходу теплоты.

Кроме того, при таких испытаниях решается и ряд других вопросов, в частности:

- получение необходимых данных для со-

ставления фактической энергетической характеристики турбоагрегата;

определение показателей, характеризующих эффективность работы отдельных элементов турбины и вспомогательного оборудования;

выявление недостатков в работе оборудования и определение возможностей для дальнейшего его совершенствования.

В соответствии с техническими условиями

на поставку турбины К-500-240 2 для нее гарантируются следующие удельные расходы теплоты:

При мощности 500 МВт . . .	7708 кДж/(кВт·ч)
	[1841 ккал/(кВт·ч)]
При мощности 400 МВт . . .	7821 кДж/(кВт·ч)
	[1868 ккал/(кВт·ч)]
При мощности 300 МВт . . .	8072 кДж/(кВт·ч)
	[192 ккал/(кВт·ч)]

Допускается увеличение перечисленных показателей на 1,5% (основной допуск). При проведении испытаний по истечении 6500 ч работы после ввода в эксплуатацию допускается дополнительное увеличение удельных расходов теплоты на 1,0% (дополнительный допуск).

Указанные выше значения удельных расходов теплоты соответствуют номинальным параметрам свежего и вторично перегретого пара перед турбиной и «гарантийной» тепловой схеме.

Тепловые испытания турбины К-500-240 2 проводились в Уралтехэнерго на головном образце [34] в три этапа:

I этап: предварительные опыты (проверка фактического состояния оборудования и элементов тепловой схемы, выявление недостатков в их работе и подготовка установки к гарантийным испытаниям);

II этап—первая серия основных опытов (определение удельных расходов теплоты при гарантийных условиях, определение КПД цилиндров, показателей эффективности работы элементов оборудования и тепловой схемы при нагрузках 500 МВт);

III этап—вторая серия основных опытов (проверка гарантийных показателей при нагрузках 320—500 МВт, специальные опыты с получением перегретого пара в конце процесса расширения для определения КПД ЦНД).

К началу I этапа турбина проработала 1660 ч при 37 пусках из различных тепловых состояний; к концу I этапа соответственно 2790 ч при 42 пусках

В период капитального ремонта после I этапа испытаний устранены недостатки, выявленные в период освоения, наладки и при проведении предварительных опытов, а также проведена ревизия ответственной арматуры. В частности, выполнены следующие мероприятия: заменены паровые сита и кулаки первого и второго регулирующих клапанов; установлены надбандажные уплотнения первой пятой ступеней ЦВД; установлены втулки с внутренним диаметром 30 мм в разгрузочные отверстия дисков второй и пятой ступеней ЦВД и опплены входные кромки рабочих лопаток третьей—пятой ступеней ЦСД для уменьшения осевого усиления.

В ЦНД произведена обработка выходных кромок рабочих лопаток последних ступеней до полного удаления эрозийного износа. Для улучшения работы системы регенерации ликвидированы неорганизованные протечки конденсата через перегородки подогревателей, смонтированы кольцевые отсосы воздуха из ПНД-1 и ПНД-2, установлена подпорная шайба на выходе ПВД-9 для обеспечения пропуска воды через парохладоуль, устранены неплотности в кожухах охладителей дренажей ПВД-8 и ПВД-9. Выполнена реконструкция проточных частей приводных турбин турбопитательных насосов

К началу II этапа турбина проработала с начала эксплуатации 4820 ч при 74 пусках, после капитального ремонта—1340 ч при 27 пусках. К началу III этапа испытаний суммарное время работы турбины со-

ставляло около 7,5 тыс. ч при 89 пусках (2600 ч и 40 пусков после капитального ремонта).

Испытания проводились в условиях, близких к номинальным, за исключением вакуума в опытах III этапа. Состояние запорной арматуры на дренажных и сбросных трубопроводах, которое контролировалось по измерениям температур, оценено как удовлетворительное. Основные недостатки, определившие некоторые отклонения от гарантийных условий (учтенные с помощью соответствующих поправок), сводятся к следующему: недостаточная эффективность работы охладителей конденсата греющего пара ПВД; отклонение давления в деаэраторе от 0,7 МПа (7,15 кгс/см²); нерасчетная схема слива конденсата греющего пара ПНД в некоторых опытах из-за неисправности дренажного насоса ПНД-4; подача добавки химочищенной воды в конденсатор

В опытах I этапа тепловая схема турбины соответствовала в основном принципиальной схеме, принятой при расчете гарантий. Подача пара из отборов турбины «на сторону» не производилась

Подача пара на ТПН на всех нагрузках осуществлялась от IV отбора. При расходах свежего пара ниже 1200 т/ч питание деаэратора переключалось с IV отбора на III отбор. Выриси воды в промерегреватель котла, линии рециркуляции питательных и бустерных насосов отключены. Такое состояние схемы поддерживалось и при проведении опытов II и III этапов

Вследствие высокой температуры охлаждающей воды (до 24—26 °С) в опытах II этапа вакуум в конденсаторе ниже расчетного. Для построения тепловой характеристики на II этапе испытаний проведено 16 опытов при вакууме, близком к номинальному, и 20 опытов—на III этапе—при давлении конденсатора 4,9—7,85 кПа (0,05—0,08 кгс/см²)

Для экспериментального определения поправок к мощности на отклонение давления отработавшего пара на I этапе испытаний проведены опыты при температуре охлаждающей воды 4—5 °С, давление в конденсаторе при этом менялось от 2,45—11,76 кПа (от 0,025 до 0,12 кгс/см²). Для получения поправок в более широком диапазоне изменения давления использованы результаты, полученные в опытах с перегретым паром на выходе ЦНД при изменении давления от 4,9—19,6 кПа (от 0,05 до 0,20 кгс/см²). Вакуум изменялся путем выпуска воздуха в трубопровод перед основным эжектором

Состояние перегретого пара на выходе турбины в опытах для определения КПД ЦНД создавалось при нагрузках турбины 30—60% тоже путем искусственного ухудшения вакуума выпуском воздуха.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки с указанием мест измерений теплотехнических величин приведена на рис. 19.1. Все измерения проводились в соответствии с требованиями норм [67].

Измерения расходов свежего пара и пара, проходящего через промерегреватель, осуществлялись с помощью эксплуатационных вварных сопел, перепада давления в которых фиксировались ртутными диффометрами ДЭТ-400 и ДТ-50

Прямые измерения расхода питательной воды при проведении тепловых испытаний не учитывались, ибо датчик расхода был установлен с нарушением правил.

Контроль расхода питательной воды осуществлялся также с помощью бескамерных сужающих устройств, установленных в напорных линиях турбопитательного насоса. Ошибки в определении расхода в этом случае могли достигать 5% из-за отсутствия прямых участков достаточной длины на трубопроводах установок. Расходы всех остальных потоков измерялись с помощью нормальных сужающих устройств с кольцевыми камерами

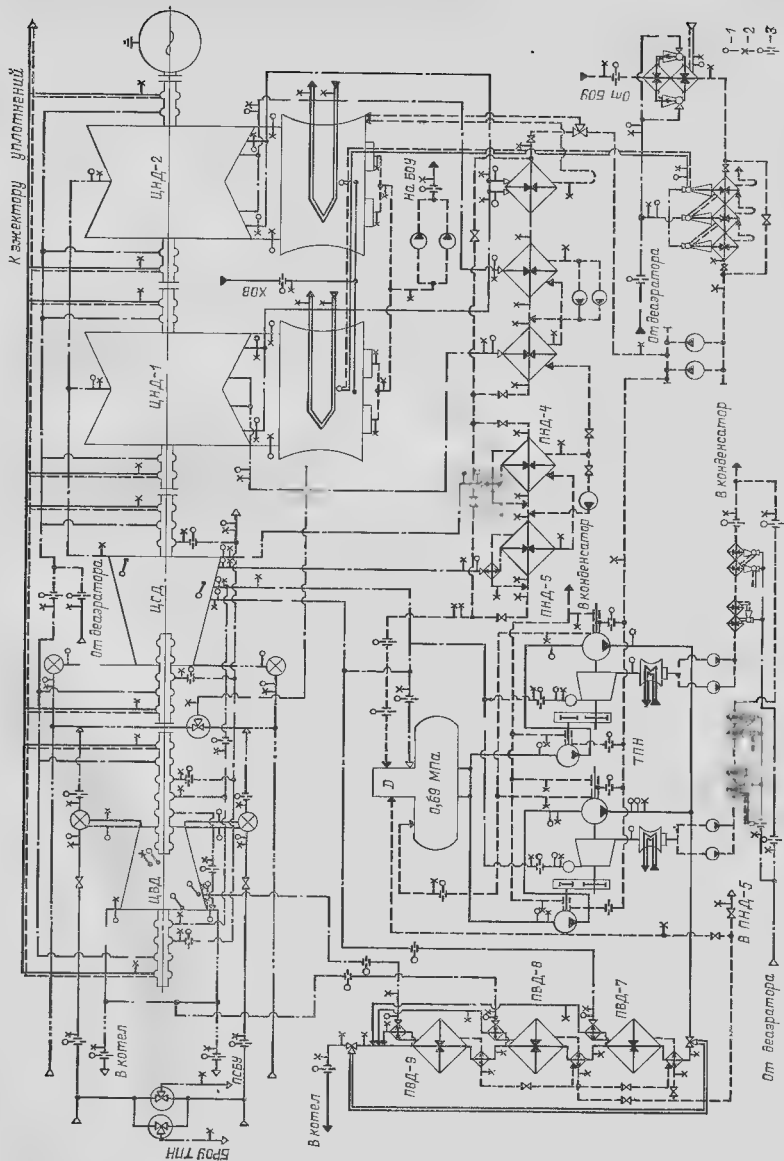


Рис 191 Принципиальная тепловая схема турбинной установки К-500-240-2 с указанием измерений, использованных при тепловых испытаниях:
1 — измерения давления, 2 — измерения температуры, 3 — измерения расхода

В частности, для измерения расхода конденсата после ПВД-5 перед деаэратором последовательно установлены два сужающих устройства, показания по которым хорошо согласовывались между собой.

Температуры пара по тракту турбоустановки измерялись хромель-копелевыми и хромель-алюминиевыми термопарами (протарированными до и после испытаний) в комплексе с электронными самопишущими потенциометрами КСП-4 и ЭПД-09. Наиболее ответственные измерения, необходимые для определения состояния пара перед турбиной и по тракту проточной части, были выведены на лабораторные потенциометры КДП-59 класса 0,05.

Для измерения температуры пара за ЦВД в режимах с перегретым паром в конце процесса расширения на срезах выхлопных патрубков установлены 72 медных термометра сопротивления типа ТСМ с регистрацией на электронных мостах ЭМП 09.

Температуры питательной воды, основного конденсата и циркуляционной воды измерялись платиновыми термометрами сопротивления с регистрацией на электронных мостах КСМ-4 и ЭМП-09 класса 0,5.

Давления выше 0,2 МПа (избыточные давления выше 1 кгс/см²) измерялись пружинными манометрами типа МТИ класса 0,6, а более низкие давления и вакуум — ртутными приборами.

Вакуум в горловине конденсатора измерялся в 16 точках в одной (горизонтальной) плоскости на расстоянии 1,5 м от верхнего ряда трубок конденсатора.

Измерение электрической мощности осуществлялось двумя независимыми схемами трехфазных ваттметров Д-575 класса 0,2, подключенными к штатным трансформаторам тока и напряжения класса 0,5.

Расхождение в значениях электрической мощности, замеренных двумя независимыми схемами, не превышало 0,5%. В расчете принималось среднее значение по двум измерениям.

Записи показаний основных дифманометров и ваттметров проводилась ежeminутно, остальных приборов — через 5 мин.

В основу расчета тепловых характеристик положены средние за опыт значения замеренных величин после внесения необходимых поправок.

Состояние воды и пара определялось по соответствующим таблицам.

Расходы пара на регенеративные подогреватели низкого давления определены из расчетов тепловых и материальных балансов соответствующих подогревателей.

Расходы пара на ПВД, деаэратора, турбопривод питательного насоса, в схеме коильных уплотнений турбины определялись по непосредственным замерам.

Расход свежего пара определялся двумя независимыми способами: непосредственным замером; по измерению расхода пара через промпрегреватель с учетом всех дополнительных потоков. Значения, полученные последним способом, хорошо согласовывались с данными прямых замеров: среднее расхождение составляет около 0,20%. Поэтому в расчетах в качестве «истинного» принят расход свежего пара, равный полусумме двух расходов: замеренного и вычисленного по расходу через промпрегреватель.

19.2. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ И ПОСТРОЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОСНОВНЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

В основу расчета тепловой характеристики положены опытные данные, приведенные к номинальным (гарантийным) условиям путем введения соответствующих поправок. Приведение опытных значений к номинальным проводилось при условии неподвижности

парораспределения. Определенные в балансовых опытах значения расхода теплоты и мощности турбоагрегата корректировались на изменение расхода свежего пара в связи с переходом на номинальные параметры, а также на отклонение параметров свежего пара и промпрегрева от номинальных. Расчет поправочных кривых производился на базе полученных во время испытаний данных при постоянном положении органов парораспределения по методике ВТИ.

Заводские гарантии даны при условиях работы турбины со следующими параметрами: давление свежего пара 23,5 МПа (240 кгс/см²), температура свежего пара 540°C; температура пара за промпрегревателем 540°C; расход питательной воды равен расходу свежего пара. Внутренний КПД приводной турбины по состоянию перед стопорными клапанами составляет 85,5%, а КПД питательного насоса — 77,8%. Давление в конденсаторе переменное при температуре охлаждающей воды +12°C и расходе ее 51 480 т/ч. Впрыск питательной воды в промпрегреватель отсутствует. Тепловая схема соответствует расчетной, отборы пара сверх регенерации отключены.

На имевшие место отклонения в работе основного и вспомогательного оборудования (повышенные температурные напоры, отклонения давления в деаэраторе, повышенные расходы пара на эжектор уплотнений и др.) вводились поправки к мощности с помощью коэффициентов ценности теплоты. Поправки на отклонения фактического давления от расчетного — по опытной «универсальной» кривой.

Удельные расходы теплоты подсчитывались по формуле

$$q_0 = \frac{D_0(i_0 - i_{n,n}) + D_{\text{шт}}(i_{\text{шт}} - i_{\text{гр}})}{N_0 + N_{\text{шт}} \text{ тгн}}, \quad (19.1)$$

где D_0 — расход свежего пара; $D_{\text{шт}}$ — расход пара через промпаропрегреватель; i_0 — энтальпия свежего пара; $i_{n,n}$ — энтальпия питательной воды; $i_{\text{шт}}$, $i_{\text{гр}}$ — энтальпия соответственно пара на выходе из промпаропрегревателя и пара за ЦВД; N_0 — мощность генератора; $N_{\text{шт}}$ — внутренняя мощность приводной турбины питательного насоса.

Расчеты показали, что погрешности определения удельного расхода теплоты на турбоустановку с вероятностью 95% не превышает $\pm 1,0\%$.

В табл. 19.1 приведены значения удельного расхода теплоты q_0 , полученные при испытаниях, и соответствующие гарантийные данные. Фактические значения q_0 — 7775,3 кДж/(кВт·ч) [1857,1 ккал/(кВт·ч)] — при нагрузке 500 МВт; 7851,0 кДж/(кВт·ч) [1875,2 ккал/(кВт·ч)] — при нагрузке 400 МВт и 8105,6 кДж/(кВт·ч) [1936,0 ккал/(кВт·ч)] — при нагрузке 300 МВт превышают гарантийные значения без допуска соответственно на 0,87, 0,39 и 0,42%. Среднее превышение по трем нагрузкам составляет

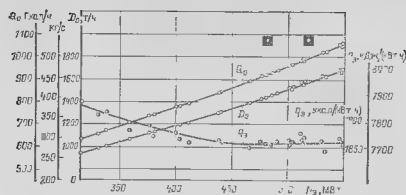


Рис. 19.2. Тепловые характеристики турбиной установки К-500-240-2, приведенные к гарантийным условиям: $P_0 = 23,5$ МПа; $t_0 = 540^\circ\text{C}$; $t_{\text{пл}} = 540^\circ\text{C}$; P_2 — расчетное при $t_{1\text{в}} = 12^\circ\text{C}$; $W = 61\,480$ м³/ч; D_0 , Q_0 — часовые расходы пара и теплоты на турбоустановку; q_0 — удельный расход теплоты на турбоустановку; $t_{1\text{в}}$ — температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, W — расход охлаждающей воды

+0,56%, что находится в пределах допуска (+1,5%) к гарантиям на головной образец. Следует отметить, что, несмотря на длительную работу турбины к моменту проведения испытаний и большое число ее пусков, гарантии завода-изготовителя выдержаны без привлечения дополнительного допуска (+1,0%).

На рис. 19.2 представлены опытные тепловые характеристики турбинной установки, приведенные к гарантийным условиям работы. Общий расход теплоты на установку Q_0 , Гкал/ч, связан с суммарной мощностью $N_3 + N_{\text{ТТН}}$ аналитической зависимостью

$$Q_0 \rightarrow 76,667 + 1,69(N_3 + N_{\text{ТТН}}) + 0,2013(V_0 + N_{\text{ТТН}} - 468,8), \quad (19.2)$$

а с мощностью на клеммах генератора зависимостью

$$Q_0 \rightarrow 82,416 + 1,7378N_3 + 0,2477(N_3 - 452,6) \quad (19.2a)$$

В приведенных соотношениях N_3 и $N_{\text{ТТН}}$ имеют размерность МВт.

Очевидно, что наиболее экономичным является режим при нагрузке 452,6 МВт — при полностью открытых пяти регулирующих клапанах. Удельный расход теплоты при этом минимален и равен 7766,6 кДж/(кВт·ч) [1853,6 ккал/(кВт·ч)]. При дальнейшем увеличении нагрузки удельный расход теплоты повышается и при максимальном расходе пара через турбину составляет 7793,4 кДж/(кВт·ч) [1860 ккал/(кВт·ч)].

Таблица 19.1. Удельные расходы теплоты, полученные при испытаниях, в сравнении с гарантийными данными

Мощность генератора, МВт	Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч) [ккал/(кВт·ч)]		Расхождение с гарантиями, %	
	По газам вентилей ХГТЗ		По результатам испытаний	
	без допуска	с допуском	без допуска	с допуском +1,5
500	7708 (1841)	7893 (1896)	7775,3 (1857,1)	+0,87
400	7821 (1838)	7938 (1896)	7851,0 (1875,2)	+0,39
300	8072 (1926)	8193 (1957)	8105,9 (1939,0)	+0,42
	Среднее расхождение по трем нагрузкам		+0,56	-0,94

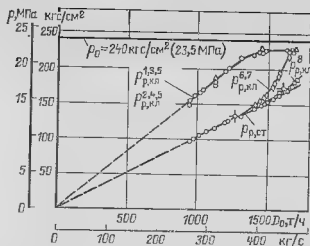


Рис. 19.3. Диаграмма парораспределения ЦВД:

P_0 — давление свежего пара; $P_{\text{п,ст}}$ — давление пара за регулирующей ступенью; $P_{\text{п,1-4}}$ — давления пара соответственно за регулирующими клапанами № 1, 2, 3 и 4.

Максимальная пропускная способность проточной части турбины, определенная в специальных опытах с полным ходом сервомотора и при сниженном давлении свежего пара, составила 1690 т/ч, чему соответствует при соблюдении номинальных (гарантийных) условий электрическая мощность 547 МВт. Фактический подъем регулирующего клапана № 8 при этом составлял 6 мм, что характеризует наличие запасов по пропускной способности.

На рис. 19.3 представлена диаграмма работы парораспределения ЦВД. При существующей во время испытаний настройке органов парораспределения в начале открывались клапаны № 1—4, затем поочередно клапаны № 5, 6, 7, 8. Общая потеря давления в паровпускном тракте при полностью открытых пяти регулирующих клапанах составила 5,6% давления свежего пара (по расчету завода — 5,0%). При полном ходе сервомотора восьмой регулирующий клапан открыт лишь частично, а потери давления в нем составляют 3,9—4,9 МПа (40—50 кгс/см²).

Результаты испытаний показали, что давление пара по ступеням турбины в некоторых отборах ниже расчетных значений. За регулирующей ступенью — на 3—4%, в IV отборе — на 6%, в VII отборе — на 7%, в VIII отборе — на 20%, в IX отборе — на 4%.

Следует отметить, что замер давлений осуществлялся в паропроводах отборов в непосредственной близости от корпуса турбины. Таким образом, рассматриваемые значения давлений учитывают потери давления в камерах и во входных патрубках отборов. Гидравлическое сопротивление участков выхода пара из камеры отбора в паропровод для I и IV отборов по результатам измерений составляет 1,0—1,5%. Снижение давления по ЦВД (в основном в камере VIII отбора) объясняется конструктивными недостатками организации камер отборов.

При максимальном расходе свежего пара на турбину 1690 т/ч давление пара за регулирующей ступенью составило 17,3 МПа (176,4 кгс/см²).

Совершение аэродинамики камер и входных патрубков отборов пара из цилиндров для снижения потерь давления позволит повысить экономичность турбоустановки.

Внутренние относительные КПД ЦВД и ЦСД, определенные по результатам непосредственных измерений параметров пара в паропроводах перед стопорными клапанами и на выходе цилиндров, приведены на рис. 19.4.

В опытах при полном ходе сервомотора (максимальное открытие регулирующих клапанов) КПД ЦВД составил 83%, в зоне нагрузок, близких к номинальной, — 81—82%. При частичных нагрузках, соответствующих расходу пара менее 1300 т/ч, КПД ЦВД рез-

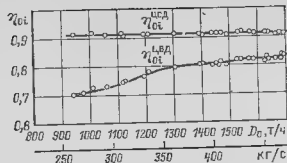


Рис. 19.4. Внутренние относительные КПД цилиндров высокого и среднего давления:

$\eta_{цвд}$, $\eta_{сд}$ — внутренние относительные КПД ЦВД и ЦСД по состоянию пара перед стопорными клапанами

ко падает. Последнее обусловлено тем, что парораспределение при нагрузках турбины ниже 0 МВт ра ботает как дроссельное.

Фактический КПД ЦСД в исследованном диапазоне нагрузок постояен и равен 91,3%. Максимальный уровень КПД ЦСД — 92,6% — зафиксирован во время проведения предварительных опытов. Возможными причинами снижения КПД цилиндра могут быть увеличение зазоров в надбандажных уплотнениях первых пяти ступеней во время капитального ремонта, изменение состояния проточной части ЦСД, вызванное значительным количеством пусков, а также повышенные протечки через концевые уплотнения.

Коэффициент полезного действия ЦНД определялся двумя независимыми методами: по энергетическому балансу теплоты и мощности турбоустановки; по непосредственным измерениям параметров пара до и после цилиндра в специальных режимах с перегретым паром после ЦНД. Полученный КПД практически совпал и составил 82,5%.

Протечки пара через концевые уплотнения, определенные в процессе испытаний для ЦВД и штоков стопорных и регулирующих клапанов, совпали с расчетными значениями. Опытные значения протечек пара по ЦСД превысили расчетные величины — по передним уплотнениям в 1,3 раза; по задним уплотнениям в 3,9 раза. Повышенные протечки могут быть объяснены бо льшим числом пусков турбины и связаны с возможностью повреждения концевых уплотнений.

Эффективность работы регенеративных подогревателей характеризуется температурным напором, переохлаждением конденсата греющего пара (дренажа), потерями давления в паропроводах отборов

Испытания показали, что ПВД турбины работают удовлетворительно. При нагрузках, близких к номинальным, ПВД-7, ПВД-8, ПВД-9 имеют температурные напоры, равные 3,0; 5,0; 3,0°С соответственно. По расчетам напоры равны 3,0; 7,0; 2,9°С. Повышение температуры питательной воды после ввода потоков, прошедших через парохлаждители, в исследованном диапазоне расходов свежего пара составляет 2–4°С. Фактическая температура питательной воды за ПВД при расходе 1605 т/ч равна 271°С (по расчету 271,9°С).

Следует отметить недостаточную эффективность работу охладителей дренажей ПВД, недоохлаждающих конденсат греющего пара на 5–15°С

Подогреватели низкого давления работают удовлетворительно, температурные напоры в них не превышают 6–7°С. Примерно такие же напоры получены при испытаниях турбин К-300-240-2, в схеме которых также установлены ПНД с трубами из нержавеющей стали. Однако по сравнению с ПНД, трубы которых выполнены из латуны (установленным на ранее испытанных немодернизированных турбинах К-300-240), температурные напоры возросли на 1–3°С.

Табл. 19.2. Сравнение экономичности турбин К-500-240-2 и К-300-240-2

Наименование	Марка турбины	
	К-500-240-2	К-300-240-2*
Мощность, МВт	500	300
Давление свежего пара, МПа/(кгс/см ²)	23,5/240	23,5/240
Температура свежего пара, °С	540	540
Температура пара после промпрегрева, °С	540	540
Давление пара в конденсаторе турбины, кПа/(кгс/см ²)	3,67/0,0375	3,67/0,0375
Температура питательной воды, °С	267	267
Коэффициент полезного действия цилиндра высокого давления, %	81,6	80,4
Коэффициент полезного действия цилиндра среднего давления, %	91,3	91,8
Коэффициент полезного действия цилиндра низкого давления, %	82,5	83,5
Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч), ккал/(кВт·ч)	7775/1857	7767/1855

* Коэффициенты полезного действия цилиндров и удельный расход теплоты скорректированы по таблицам

В первый период эксплуатации турбины отмечены повышенные температурные напоры в ПНД-1, ПНД-2, превышающие 10–12°С. Мероприятия по улучшению отсоса воздуха из трубных пучков подогревателей (монтаж независимых кольцевых отсосов воздуха для каждого подогревателя), ликвидация неорганизованных перетоков конденсата через перегородки водяных камер и другие усовершенствования, выполненные в период наладки и освоения блока, позволили снизить эти напоры до удовлетворительных значений, указанных выше

Потери давления в паропроводах регенеративных отборов близки к расчетным значениям. Потери давления в тракте промпрегрева 9,1%.

Фактические температурные напоры конденсатора выше расчетных на 2–3°С. Воздушная плотность конденсатора во время испытаний удовлетворительная. Переохлаждение конденсата находилось в пределах 0–1,5°С. При осмотре конденсатора в период капитального ремонта обнаружены отложения карбонатов в трубах конденсатора по водяной стороне

В табл. 19.2 приведены данные сравнения экономичности турбин К-500-240-2 и К-300-240-2.

Анализ результатов, полученных при тепловых испытаниях, позволяет сделать следующие выводы.

Устранение повышенных потерь давления в органах парораспределения ЦВД, поддержание высокого значения КПД ЦСД (на уровне 92,6%, полученных на I этапе испытаний), повышение аэродинамического совершенства камер и патрубков отбора пара из цилиндров (особенно из ЦНД) могут обеспе-

чить суммарное повышение экономичности турбины на 0,8—1,0%. Учитывая техническую возможность устранения указанных недостатков, можно прогнозировать снижение на номинальной нагрузке удельных расходов теплоты до 7762—7704 кДж/(кВт·ч) [1830—1840 ккал/(кВт·ч)].

Дополнительные возможности повышения тепловой экономичности турбин К-500-240 открывается за счет усовершенствования

вспомогательного оборудования. Это касается, в частности конденсатных, питательных насосов и турбоприводов к ним, которые имеют необоснованно большие запасы по производительности и поэтому работают не с максимальным КПД. Определенные возможности в этом направлении связаны с заменой ПНД-1, ПНД-2 поверхностного типа на подогреватели смешивающего типа и др.

Глава двадцатая

МОНТАЖ НЕКОТОРЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ И ТУРБОУСТАНОВКИ К-500-240-2

20.1. ТРЕБОВАНИЯ К МОНТАЖУ И СБОРКЕ ТУРБОУАГРЕГАТА

Требования к монтажу турбин кратко могут быть сформулированы:

- обеспечение повторения заводской установки и сборки цилиндров с получением паспортных зазоров проточной части;

- центровка агрегата, учитывающая все факторы, влияющие на ее изменение как в процессе монтажа, так и при эксплуатации;
- обеспечение минимальных сопротивлений при тепловых перемещениях узлов агрегата (опор, лап цилиндров, трубопроводов и т. д.);
- соблюдение строгой геометрии и чистоты исполнения расточек баббита подшипников современных конструкций (двухклиновых, сегментных и др.) с правильным выполнением натягов;

- высокая плотность всех разъемных соединений цилиндров, опор, фланцев, каминов, маслоотбойников и др.;

- тщательное выполнение дренажно-продувочной системы, системы обогрева фланцев и шпилек, изоляции, обеспечивающих высокую симметрию температурных полей цилиндров;

- обеспечение высокой чистоты маслопроводов, трубопроводов системы регулирования и паропроводов;

- тщательная ревизия и настройка системы регулирования и ее узлов;

- установка датчиков контрольно-измерительной аппаратуры и защит, исключающая непредставительность замеров и показаний;

- непрерывное повышение культуры монтажа, оснащение новейшими измерительными приборами, инструментами и приспособлениями, применение новейших достижений в технологии монтажа.

Отмеченные требования — результат детального анализа причин, вызывающих всевозможные неполадки в турбинном оборудовании, приводящие к большому дополнительному объему работ в период наладочных и комплексно сдаточных испытаний, остановкам в период эксплуатации, а также влияющих на межремонтный срок работы агрегата и объем первого капитального ремонта даже в условиях безукоризненной эксплуатации.

Так, недостаточно тщательная подгонка каменных уплотнений цилиндров высокого и среднего давлений приводит к парению в сторону опор подшипников, несущих на себе целый комплекс измеряющих датчиков и их коммуникаций к показывающим приборам. Эти парения не только являются утечками конденсата из контура, но приводят к выходу из строя кабелей и приборов, связанных с защитой турбины. Кроме того, они вызывают несимметричный разогрев самой опоры подшипников и ригеля фундамента, несущего опору, и в результате тепловую расцентровку валопровода, изменение реакций на подшипниках, перегрузку отдельных подшипников, их неспоконую работу, подплавление и выкрашивание баббита. Парения также приводят к выдуванию изоляции торцевых частей цилиндров, что также отрицательно сказывается на температурном режиме ригелей из-за повышенной тепловой радиации, вызывая вредные для работы агрегата и его узлов последствия.

20.2. УСТАНОВКА И СБОРКА КОНДЕНСАТОРОВ ТУРБИНЫ

Турбины К-500-240-1 и К-500-240-2 имеют соответственно числу цилиндров низкого давления по два поверхностных двухходовых

конденсатора, объединенных перепусками по паровой части. Отличия в конструкциях конденсаторов невелики, они вызваны отличиями тепловых схем и касаются в основном переходных патрубков, в которых расположены трубы отборов и пароприемные устройства. Некоторые конструктивные отличия имеют конденсатосборники в связи с деаэрацией конденсата у турбины К-500-240-2 и крышки водяных камер входа и выхода циркуляционной воды.

Конденсаторы по условиям транспортировки поступают в виде отдельных частей и узлов, прошедших контрольную сборку на заводе и подлежащих монтажу на месте установки.

Корпус каждого конденсатора разрезан по двум взаимно перпендикулярным осям на четыре части. Переходный патрубок турбины К-500-240-1 разрезан по продольной оси пополам, турбины К-500-240-2 на три части. Отдельными узлами поставляются разрезанные на две части водяные камеры, крышки водяных камер, конденсатосборники, опорная рама из трех частей, а также опоры конденсатора с пружинами, паровые щиты, охлаждающие и сливные трубки.

Конструкция конденсатора позволяет в зависимости от готовности фундамента начинать сборку как на проектом месте, так и на открытой монтажной площадке.

Масса сваренного корпуса (около 100 т) позволяет производить сборку отдельных частей под сварку 50-тонным козловым краном. На опорной раме сваривают части корпуса и водяные камеры. Также на площадке сваривают части переходных патрубков (масса около 35 т). Затем двумя 50-тонными козловыми кранами со строповкой за водяные камеры корпуса погружают на обычную четырехосную 60-тонную железнодорожную платформу, оборудованную двутаврами под габариты по ширине конденсатора и подставками в районе вагонных рессор.

В машинном зале корпуса штатным мостовым краном устанавливают на свои опоры с выставленными пружинами.

После установки сваренных корпусов на них устанавливаются и привариваются переходные патрубки и конденсатосборники.

Особенность монтажа конденсаторов турбоустановки К-500-240-2 является целесообразность установки сваренных корпусов на свои опоры до окончания сооружения верхнего ростверка фундамента турбоагрегата. В этом случае монтаж ведется с минимальными затратами труда и времени. Для установки перепусков конденсаторов необходимо отсутствие находящегося над перепусками ригеля. К особенностям относится

также возможность установки всех паровых щитов и сливных трубок до набора охлаждающих трубок, что устраняет опасность прожога охлаждающих трубок и засорения трубного пучка, неизбежных при нераздельном монтаже. Испытание на керосиновую пробу монтажных сварных швов производится с помощью залитого керосином шнура, уложенного внутри конденсатора на полосу трехмиллиметрового железа, закрепленных на электродах и приваченных к стенкам корпусов в районе испытываемых швов. Испытания проводятся с прекращением огневых работ на время пробы.

Зачистка отверстий трубных досок осуществляется стальными ершами, закрепленными на электродрели. В связи с изменением заводской технологии сварки промежуточных трубных досок без предварительного смещения для К-500-240-2 набивка охлаждающих трубок существенно облегчается и требует меньше времени. Перед набивкой латунные охлаждающие трубки турбины К-500-240-1 подвержены аммиачной пробе, так как хранились более 5 мес в осенне-зимних условиях с температурой воздуха до -50°C . Трубки из чедно-никелевого сплава (МНЖ) для турбины К-500-240-2 набивались почти сразу по прибытии с протиркой концов трубок чистыми салфетками и с последующей продувкой сжатым воздухом зазора между охлаждающими трубками и отверстиями в концевых трубных досках перед вальцовкой. Вальцовка трубок производится механизированными вальцовками. Охлаждающие трубки обрезаются только с одной стороны конденсатора и сразу выставляются с выступанием на 3 мм под нанесение уплотняющей мастики.

На турбине К-500-240-1 для ускорения нанесения грунтовой краски ФЛ-03К и битумной мастики № 580 отверстия охлаждающих трубок закрыты резиновыми пробками из пятимиллиметровой листа, а для нанесения указанных материалов использованы пульверизаторы. Зачистка трубных досок торцевыми щетками осуществляется до набора трубок. Перед гидроиспытанием плотности вальцовки наливом воды в паровое пространство торцы концевых досок во избежание коррозии зачищенной поверхности смазывают турбинным маслом. Перед нанесением мастики поверхность стн обезжириваются бензином и уайт-спиритом.

На турбине К-500-240-2 в качестве уплотняющей мастики применяется эпоксидная смола, нанесенная пульверизатором. При нанесении уплотняющей мастики с закрытыми крышками водяных камер для вентиляции использованы нагнетающий и вытяжной вентиляторы.

Приварка конденсаторов производится после выставления на фундаменте полностью загруженных под подливку и прицентованных цилиндров низкого давления (ЦНД-I и ЦНД-II). Конденсаторы выставляют к этому времени на своих пружинных опорах согласно заводским паспортам.

20.3. УСТАНОВКА ЦИЛИНДРОВ НА ФУНДАМЕНТЕ

При установке цилиндров на фундаменте преследуются следующие задачи:

повторение заводской установки цилиндров, особенно низкого давления, обладающих наименьшей жесткостью и, следовательно-

но, повышенной способностью деформироваться;

получение линии валов с заданными реакциями на подшипниках и расцентровки, учитывающими индивидуальные для каждого типа агрегатов и фундаментов изменения при работе положения подшипников и цапф роторов в пространстве по сравнению с монтажным;

надежное соединение с фундаментом фундаментных плит и рам, плотное прилегание к ним опорных поверхностей цилиндров и опор подшипников;

обеспечение проектного положения фиксунктов, осевого скольжения всех цилиндров, их частей и опор и осесимметричного теплового расширения цилиндров с минимальными сопротивлениями, минимальными изменениями реакций подшипников и действующих на цилиндры в различных плоскостях моментов от присоединенных трубопроводов;

установка дистанционных болтов и скоб, облегчающих последствия при аварийных вибрациях агрегата.

Турбина К-500-240-1 выставлялась с помощью гидростатического уровня, турбина К-500-240-2 — на динамометрах. Из-за своей громоздкости и повышенных технических требований к обеспечению надежной работы гидроразрыва первый способ не исключает частых погрешностей, и в результате затруднительно точное повторение стендовой установки. Второй способ менее трудоемкий. Даже при неповторении установки по заводскому паспорту обеспечивается симметрия нагрузок на фундаментные плиты.

Способ выставления на динамометрах заключается в следующем. На выставленные по струне (по осям) и уровню на проектной отметке фундаментные плиты и рамы устанавливаются выхлопные патрубки ЦВД и опоры подшипников ЦВД и ЦСД. После обеспечения плотного прилегания опорных поверхностей в специальные места, выполненные на балках выхлопных патрубков ЦВД и лапах ЦВД и ЦСД, вворачиваются пружинные динамометры грузоподъемностью до 15 т, опирающиеся своим нижним упором на специальные каленые прокладки, установленные на фундаменте.

При вворачивании динамометров масса цилиндра переносится с фундаментных плит (с опор для ЦВД и ЦСД) на динамометры, по индикаторам которых могут быть получены расчетные нагрузки в каждой данной точке. Затем после проверки центровки «взвешенных» цилиндров к периметру их балконов плотно подводят фундаментные плиты для того, чтобы зафиксировать полученное в пространстве положение цилиндров (патрубков). Однако для цилиндров НД, которые являются «каменем преткновения», при повторении заводской установки даже способ выставления на динамометрах не гарантирует равномерности распределения массы при недостаточном четком переводе «взвешенных» цилиндров с динамометров на фундаментные плиты. Относительно малая жесткость балконов приводит к тому, что контур «взвешенного» цилиндра представляет собой волнистую линию с «пиками» в местах установки динамометров и «впадинами» между ними.

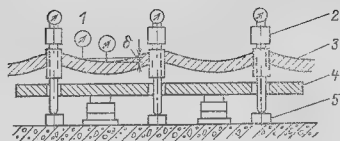


Рис. 20.1. Установка динамометров и индикаторов на цилиндр нижнего давления:

1 - индикатор; 2 — динамометр; 3 — баллон ЦВД; 4 — фундаментная плита; 5 — каленая подкладка

В зависимости от числа динамометров на плиту, расстояния между динамометрами и расчетных нагрузок в местах установки последних разность между «пиком» и «впадиной» колеблется для турбины К-500-240-2 от 0,1 до 0,25 мм. В зависимости от близости установки индикаторов к динамометрам при подводе фундаментных плит момент контакта последних с балконом воспринимается по-разному. Поэтому правильное установивать индикаторы во «впадинах» с контролем на параллельное подвода фундаментных плит (рис 20.1).

Для плит с несимметричными нагрузками индикаторы приходится устанавливать в местах «впадин» и «пиков», подводя плиты так, чтобы показания всех индикаторов имели минимально возможный разбег. Контроль вертикального положения цилиндра в пространстве ведется по точкам «впадин». Во все время перевода цилиндров на плиты необходимо вести контроль как за центровкой валов на муфте, так и за положением переводимого цилиндра, фиксируя это положение с помощью индикаторов, установленных в точках, максимально близких к осям подшипников. Так как «взвешенные» цилиндры имеют в определенных пределах свободу «качания» на динамометрах, то при переводе на фундаментные плиты следует в первую очередь подвести переднюю, заднюю и боковые плиты с осевыми шпонками, зафиксировав таким образом осевое положение цилиндров в горизонтальной плоскости [1].

Цилиндры среднего и высокого давлений из-за большей жесткости и опираются только в четырех точках трудней при выставлении на динамометрах не представляют. Распределение нагрузок достигается разворотом на клиньях подкладках опор переднего и средних подшипников вокруг продольной оси или изменением толщины прокладок под лапами цилиндров.

Сохранение линии валов и реакций на подшипниках является одним из основных условий надежной и экономичной работы турбоагрегата.

При длине до 30 м, массе турбоустановки К-500-240-2 около 1200 т и ажурности фундамента из сборного железобетона обеспечение постоянства оси валопровода представляет сложную техническую проблему.

Представляя собой напряженную конструкцию, современные фундаменты требуют тщательного исполнения, что не всегда достигается на практике, в связи с чем нередко случаются деформации верхнего и нижнего ростверков фундаментов, неравномерной осадки нижней плиты и колонны. Температурные условия по длине фундамента при работе агрегата существенно различаются. Рабочие температуры фундамента находятся в диапазоне от 20 до 60–70 °С, что приводит при десятиметровой высоте колонн к значительному изменению высотных отметок подшипников. Сказанное делает очевидным трудность сохранения линии валопровода как работающего агрегата по сравнению с холодным и сохранения этой линии в адекватных состояниях агрегата на длительный период времени.

В качестве меры по обеспечению расчетной линии валопровода и, следовательно, минимальных заклипе-ременных напряжений в элементах роторов и подшип-ников в период монтажа применяется расцентровка роторов, учитывающая отличие рабочего состояния от монтируемого. Расцентровки, связанные с тепловыми, необратимыми деформациями фундамента или по-водками картеров, исправляются в период капитальных и текущих ремонтов

К фундаментам предъявляются требова-ния, регламентирующие величины разности-состояния верхнего ростверка, вызываемые как естественными процессами, происходящими в бетоне элементов фундамента, так и темпера-турными условиями работы. Например, в за-дании на фундамент турбины К-500-240-2 выдвинуто требование, по которому за экс-плуатационный период стрела прогиба ниж-ней плиты не должна превышать 1:10 000 ее длины, кривая прогиба должна быть плавной с кривизной одного знака.

Для снятия тепловой расцентровки вало-провода все шесть колонн переднего и сред-него ригелей турбины К-500-240-2 оснащены охлаждаемыми водой экранами, представ-ляющими собой панели 700×1000 мм из тру-бок $\varnothing$ 20 мм, вваренных в два коллектора из труб $\varnothing$ 60 мм. Панели соединяются в единый экран колонны. Экраны колонн включены па-раллельно. Трубки экранов из углеродистой стали, охлаждающая вода подается насосами технической воды газоохладителей генератора.

Для турбин мощностью 500 МВт и выше важным является обеспечение вибрационного состояния, соответствующего нормам ПТЭ. В настоящее время инструкцией по приемке фундаментов турбоагрегатов, утверждаемой Минэнерго СССР, Минэнергомашином СССР и Минэлектротехпромом СССР, устанавливает-ся в качестве допустимого уровня динамиче-ской податливости ненагруженного фунда-мента (до монтажа турбоагрегата) 2 мкм/т при возбуждающей силе вибратора, равной 20% статической нагрузки на соответствую-щую опору.

Требования к нагруженному фундаменту, в частности, для турбины К-500-240-2 опреде-ляются в задании на фундамент следующим образом: «Размах (двойная амплитуда) ко-лебаний фундамента в зонах опирания под-шипников в диапазоне 48,4—51,6 с⁻¹ (2900—3100 об/мин) при динамической нагрузке, возбуждаемой вибратором, устанавливаемым поочередно в каждой опоре на местах штат-ных вкладышей, и равной 20% массы ротора, приходящейся на каждую опору, не должен превышать 12 мкм для опор № 1, 2, 3, 4 и 7 мкм для подшипников ЦНД № 5, 6, 7, 8».

Требования к прочностным характеристи-кам определяют, например, обязательное тре-бование при расчете фундамента на прочность принимать во внимание возникающую в ава-

рийных случаях внезапно прилагаемую возму-щающую силу порядка 1000 кН, лежащую в плоскости, перпендикулярной оси турбины, и приходящуюся на один из подшипников.

Опыт работы турбины К-500-240-1 показал нали-чие деформаций таких элементов фундамента, как ри-гели передней и средней опор подшипников, и дефор-маций таких величин, которые отрицательно сказыва-лись на нормальной работе турбины. При тепловом расширении цилиндров и скользянии средней и перед-ней опор происходило скручивание соответствующих ригелей. Особенно опасным оказался угловой поворот ригеля средней опоры. Здесь следует подробнее остано-виться на реально сложившихся условиях работы опоры и ригеля, проведенных испытаниях по замерам действительных сил трения и деформаций и мероприя-тиях, предпринятых для ликвидации увеличенного про-тив расчетного угла поворота ригеля.

Для турбины К-500-240-1 расчетный угол закру-чивания ригеля при действии расчетной силы трения 730 кН в плоскости скользяния опоры по фундамен-тальной раме равен 50°. При этом перекосе ригеля и сто-ящей на нем опоры при трехопорной конструкции РВД—РСД происходит изменение направления оси подшипника, и на длине опорной части вкладыша (300 мм) этот перекос составляет 0,07. Однако мо-мент, действующий на ригель, в действительности до начала скользяния составляет силой, лежащей не в плоскости скользяния опоры, а в плоскости зуба ниж-ней половины ЦСД, которым при расширении цилиндр толкает опору (рис. 20.2).

Таким образом, до момента стравливания опоры плечо силы трения ($F_{тр}$) равнялось не l (l —1600 мм), а на b (b —800 мм) больше, т. е. момент, скручиваю-щий ригель, $M = F_{тр}(l+b)$ в 1,5 раза выше. Следова-тельно, перекос на длине вкладыша достигал 0,1—0,11 мм.

Реальный угол поворота ригеля 1,4—1,6°, перекос на длине вкладыша 0,14—0,15 мм, что превышало толщину масляного клина во вкладыше. В результате подшипник начинал работать одной стороной, темпе-ратура баббита на перегруженной стороне росла выше 105 °С, и, если не помогли перемещению опоры спе-циальными клиновыми соединениями или не следовал останова турбины, подшипник подплавлялся. Кроме то-го, такой перекос приводил к неустойчивой работе масляного клина в подшипнике № 2, способствуя воз-никновению низкочастотной вибрации валопровода, а также вызывал вращенное движение ротора и ЦВД по вертикали на 0,2—0,3 мм.

Сила трения скользяния системы опоры - ригель определялась с помощью четырех 50-тонных гидромол-кратов, установленных между ЦСД и средней опорой

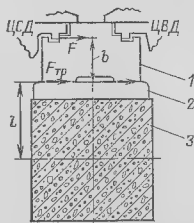


Рис. 20.2. Образование крутящего момента ригеля при тепловом расширении цилиндра среднего давления

1 — опоры средних подшипников; 2 — фундаментная рама; 3 — поперечное сечение ригеля

в плоскости скользяния. Испытания проведены в период текущего ремонта: ЦВД— в сборе, в ЦСД вместо РСД находился его калибровый вал. Перемещения ригеля, опор, цилиндров измерялись системой механических и электрических индикаторов. Испытания показали, что даже при действии расчетной силы трения угол поворота велик для нормальной работы вкладыша.

Для обеспечения нормальной работы системы опора—ригель на Назаровской ГРЭС приподнята средняя опора подшипников без демонтажа цилиндров ВД и СД и на поверхности скользяния после очистки нанесена консистентная тугоплавкая смазка (смесь ЦИАТИМ 201 и графита). Точка приложения усилия со стороны ЦСД на среднюю опору установкой специальных упоров переведена с лап цилиндров в плоскость, близкую к плоскости скользяния. Исправлен нагнет труб отсоса пара в VII отбор. Проведены мероприятия по ликвидации выбивания масла через маслостойники подшипника № 2.

Последующая проверка на работающей турбине показала, что вместо имевшего место скачкообразного перемещения опоры средних подшипников опора перемещается плавно на всем интервале перемещения. Тем не менее угол поворота ригеля в каждую сторону от нейтрального положения составил 1 мин.

Принципиально важное значение имеет деформация скручивания ригеля при четырехопорной конструкции роторов ВД и СД турбины К-500-240-2, принятой из соображений борьбы с низкочастотной вибрацией. Сохранение расчетных реакций на подшипниках является в м о с учетом эффективности работы турбины.

При перекусе в 1 мин и расстоянии между подшипниками средней опоры 1190 мм относительное смещение подшипников № 2 и № 3 составило около 0,35 мм, что привело бы к разгрузке одного из подшипников и перегрузке другого.

Перекусу опоры способствует возможный в условиях эксплуатации неравномерный нагрев ригеля со стороны ЦВД и ЦСД. Следует отметить, что деформации скручивания подвергается и ригель передней опоры, однако в связи с более чем вдвое меньшими по сравнению со средней опорой нагрузками, в связи с опиранием на опору одного цилиндра ВД, а также применением сегментного опорного подшипника № 1 с высокой самоустанавливаемостью деформации переднего ригеля на надежность работы турбины серьезно влияния не оказывают, но сказываются на экономичности работы концевых уплотнений и могут приводить к выработке услов маслостойников.

По вышезложенным соображениям к фундаменту турбины К-500-240-2 предъявлено требование увеличения момента сопротивления на кручение ригеля средней опоры, выразившееся в максимально возможном по условиям компоновки выборе сечения ригеля и изменении заделок ригеля на фундаменте. Введены дополнительные средние колонны под ригели передней и средней опор. Кроме того, ригель средней опоры экранирован отражающими листами-экранами из гофрированного оцинкованного железа со стороны ЦВД и ЦСД.

20.4. ЦЕНТРОВКА РОТОРОВ И ЦИЛИНДРОВ ТУРБОАГРЕГАТА

Различие цилиндров турбины и опор подшипников в жесткости, роторов по массе, определенные конструктивные различия кар-

теров подшипников и самих подшипников, а также различия в деформациях как узлов агрегата, так и самого фундамента при эксплуатации приводят к необходимости выяснять и учитывать как деформации, связанные со сборкой, так и те, что возникают при эксплуатации.

Монтаж современных турбин показал неадекватность классического метода центровки валопровода по калибровым валам при собранных только нижних половинах цилиндров (с прицентрированными в «нуль» калибровыми валами) и с необтянутыми крышками подшипников. При этом методе неизбежно приходится после сборки и закрытия цилиндров корректировать центровку роторов за счет перемещения подшипников, тем самым нарушая то состояние проточной части, которое тщательно выверялось при незакрытом цилиндре.

На монтаже турбин К-500-240-1 и К-500-240-2 применена технология сборки, предусматривающая центровку валопровода при сборке цилиндров, близкой к рабочей, т. е. с уложенными роторами, затянутыми горизонтальными и вертикальными разъемными цилиндрами, установленными всеми тяжеловесными узлами цилиндров (внутренние цилиндры, диафрагмы и их обоймы, обоймы уплотнений, до 50% крепежа наружных цилиндров).

Для выявления деформаций прогиба при нагружении цилиндров идентифицировались четыре сечения ЦВД, ЦСД (районы концевых уплотнений и два близких к середине) и два сечения внутренней обоймы ЦНД (район четвертых ступеней потоков). Дополнительно велся контроль по паровым расточкам, для чего по ЦВД и ЦСД снимались «камни» (корпуса концевых уплотнений) и не устанавливались при сборке следующие за «каминями» обоймы уплотнений.

После указанной сборки выставленных предварительно по струне и уровню цилиндров получения линии валов. При этом в собранном НД 1, принятом за базу (т. е. РНД-1 выставлен строго горизонтально), ротор выставлен концентрично по расточкам под масляные и паровые уплотнения на подшипниках. Затем получена линия валопровода центровок по полумфтам роторов с заданными из условий эксплуатации данного агрегата расцентровками. Центровка ведется за счет перемещения опор ЦСД и ЦВД и второго ЦНД, в которых роторы заранее отцентрованы по масляным расточкам на подшипниках. Опоры перемещаются с учетом сохранения концентричности масляных расточек. Затем к полученной линии валов за счет шпонок вертикальных шпоночных соединений и технологических подкладок под лапы прицентровываются по паровым расточкам корпуса цилиндров ВД, СД и внутренние обоймы ЦНД. После этого ЦНД-1, ЦНД-2 «взвешиваются» на динамометрах, корректируются нагрузки и выполняется перевод на фундаментные плиты с контролем и сохранением центровки роторов. В этом положении производится приварка конденсаторов, заполнение их водой, контрольная проверка центровки и подливка фундаментных плит и рам.

После набора бетоном необходимой прочности и контрольной проверки центровки по

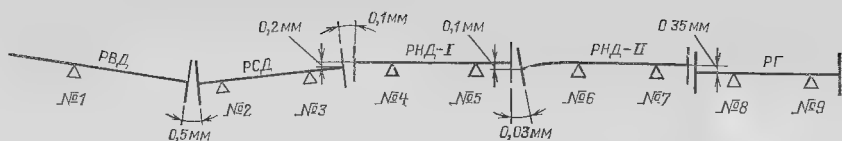


Рис. 20.3. Центровка валопровода турбоагрегата К-500-240-1

полумуфтам и положения роторов по паровым и масляным расточкам при разборке цилиндров вновь проводится проверка деформаций, аналогичная проверке при сборке. Выявленные деформации учитываются при подгонке проточной части.

При получении линии валов в холодном состоянии собранного турбоагрегата К-500-240-1 + турбогенератор ТГВ-500 вносятся следующие расцентровки (рис. 20.3):

раскрытие по полумуфтам РВД-РСД снизу 0,5 мм и РСД-РНД-I сверху 0,1 мм, учитывающее превышение удлинения колодки средней опоры над удлинением колодки соседних ригелей на 1,3—1,5 мм;

превышение РНД-I над РСД на 0,2 мм, учитывающее просадку опор РНД от вакуума — 0,15–0,13 мм и просадку РНД-I на 0,05–0,07 мм больше, чем РСД при обтяжке подшипников;

превышение по оси РНД I над РНД-II на 0,1 мм и раскрытие снизу 0,03 мм, учитывающее провисание консоли РНД-II;

превышение по оси РНД-II над ротором генератора на 0,35 мм, учитывающее подъем опор ротора генератора на 0,2 мм при надувании статора водородом МПО и просадку от вакуума и затяжки подшипников РНД-II — 0,15 мм.

Для турбоагрегата К-500-240-2 + турбогенератор ТГВ-500 в связи с введением для колонн фундамента экранов с водяным охлаждением ликвидируется необходимость раскрытия по полумуфтам РВД-РСД и РСД-РНД-I. Кроме того, как показали виброиспытания и опыт наладки системы гидроподъема роторов, ужесточение опор ЦНД, выполненное заводом для К-500-240-2, оказалось эффективным, в связи с чем отпадает необходимость учета просадки от вакуума. Следует учитывать лишь просадку от циркуляционной воды в конденсаторе (в пределах

0,004–0,08 мм) при центровке с незаполненным водой конденсатором.

Центровка, аналогичная упомянутой для турбины К-500-240 I, для турбины К-500-240-2 имеет вид, приведенный на рис. 20.4.

Расцентровка должна вноситься на муфте РНД-II РГ и учитывать подъем ротора генератора при заполнении статора генератора водородом — 0,15 мм + 0,08 мм просадка РНД-II (от затяжки подшипников), т. е. в сумме 0,2–0,23 мм

Расчет центрирующих прокладок под колодки подшипника ведется по средней точке опорной колодки и, строго говоря, не должен привести сразу к конечной цели, так как не учитывает длины хорды колодок, или, точнее, угла, занимаемого на расточке образующей колодки (угла раствора колодки). В результате такого расчета для одной из крайних точек колодки толщина подсчитанной центрирующей пластины оказывается больше, для другой — меньше необходимой. При установке таких пластин под колодками образуется клиновидный зазор, ось подшипника не попадает в расчетное положение. Производится корректировка центровки (тем же расчетом по средней точке) до приемлемой, после чего колодки прирабатываются до требуемой плотности прилегания (75% при проверке по краске). Однако шабровка колодок приводит к изменению положения оси подшипника и после пришабровки в общем случае требуется дополнительная корректировка центровки, естественно, в меньших пределах, таких, что после нее проверка нарушения плотности шпунта не обнаруживает неплотности, а проверка на краску не производится, хотя нарушение это неизбежно (в малых пределах)

Для пояснения сказанного проведем краткий графоаналитический анализ для общего случая центровки подшипника на колодках и его приложение к ряду конкретных подшипников турбоагрегата К-500-240-2 + турбогенератор ТГВ-500.

На рис 20.5: О — центр расточки подшипника, АСВ — образующая колодки вкладыша, прилегающая к расточке в картере. Проследим траектории точек образующей колодки при смещении подшипника по центровке влево на a , мм, расценив процесс на две стадии:

первая — перемещение вкладыша вместе с колодкой, вторая — перемещение колодки относительно вкладыша за счет центрирующих пластин до упора в расточку в картере.

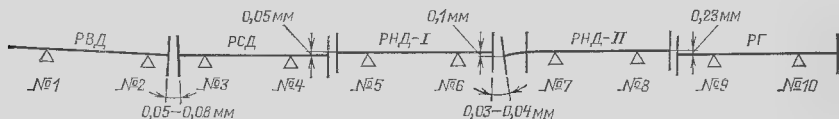


Рис. 20.4. Центровка валопровода турбоагрегата К-500-240-2

диаметром 300 мм оба для турбины К-500-240 и трехколлодного подшипника диаметром 500 мм генератора ТГВ-500 (рис. 20.7, а—е).

Подшипник диаметром 420 мм

а) горизонтальное смещение a , мм

клин для боковых колодок 1 и 3 отсутствует (смещение подшипника совпадает с направлением вертикали к колодке со стороны центрирующих прокладок);

клин для нижней колодки 2

$$x = a(\sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) = a[\sin 8,5^\circ - \sin(-8,5^\circ)] = -0,296a \text{ при } a=0,5 \text{ мм, } x=0,15 \text{ мм;}$$

б) вертикальное смещение r , мм:

клин для боковых колодок 1 и 3

$$x = r(\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) = r(\cos 73^\circ - \cos 90^\circ) = 0,295r; \text{ при } r=0,5 \text{ мм, } x=0,15 \text{ мм}$$

Подшипник диаметром 300 мм:

а) горизонтальное смещение a , мм:

клин для боковых колодок 1 и 4 отсутствует; клин для нижних колодок 2 и 3

$$x = a(\sin 45^\circ - \sin 25^\circ) = 0,284a; \text{ при } a=0,5 \text{ мм, } x=0,15 \text{ мм;}$$

б) вертикальное смещение r , мм:

клин для боковых колодок 1 и 4

$$x = r(\cos 80^\circ - \cos 90^\circ) = 0,342r; \text{ при } r=0,5 \text{ мм, } x=0,17 \text{ мм;}$$

клин для нижних колодок 2 и 3

$$x = r(\cos 25^\circ - \cos 45^\circ) = 0,2r; \text{ при } r=0,5 \text{ мм, } x=0,1 \text{ мм.}$$

Подшипник диаметром 500 мм:

а) горизонтальное смещение a , мм:

клин для верхней колодки 2

$$x = a[\sin 17,5^\circ - \sin(-17,5^\circ)] = 0,6a; \text{ при } a=0,5 \text{ мм, } x=0,3 \text{ мм;}$$

клин для нижних колодок 1 и 3

$$x = a(\sin 52,5^\circ - \sin 27,5^\circ) = 0,333a; \text{ при } a=0,5 \text{ мм, } x=0,16 \text{ мм;}$$

б) вертикальное смещение r , мм:

клин для верхней колодки 2 отсутствует;

клин для нижних колодок 1 и 3

$$x = r(\cos 27,5^\circ - \cos 52,5^\circ) = 0,333r; \text{ при } r=0,5 \text{ мм, } x=0,16 \text{ мм.}$$

Как видим, величины клина, который ликвидируется шабровкой, существенны при простых смещениях подшипника по одной координате. При смещениях подшипника по двум координатам величины нарушения прилегания могут быть еще больше.

В целях сокращения времени на центровку на турбине К-500-240-1 при смещениях подшипников на величины 0,5–1,0 мм применены клиновые центрирующие прокладки, а на турбине К-500-240-2 внедрены предложенные авторами колодки, смещающиеся по двум координатам, что позволило исключить шабровку колодок при любых перемещениях подшипников по центровке



Рис. 20.8. Колодка подшипника, смещающаяся по двум координатам:

1 — прижимная планка; 2 — винт; 3 — регулировочные пластины; 4 — центрирующие пластины

Конструкция колодки, смещающейся по двум координатам, показана на рис. 20.8.

Из рис. 20.6 ясно, что если бы удалось после перемещения подшипника на r (по вертикали) или a (по горизонтали), мм, по центровке переместить колодку на y , мм, против движения подшипника относительно последнего, то колодка на расточке заняла бы прежнее место, а следовательно, прилегание не нарушилось бы. Это смещение достигается перекалыванием регулировочных пластин под прижимными планками.

Из тех же рис. 20.6 и 20.7 вытекает расчет смещения колодок при центровке. Для колодки, расположенной под углом α к вертикальной оси подшипника, при вертикальном перемещении подшипника r , мм, необходимо изменить толщину центрирующей пластины под колодкой на

$$b = r \cos \alpha$$

и сместить колодку в противоположном направлении

$$y = r \sin \alpha;$$

при горизонтальном перемещении подшипника a , мм:

$$b = a \sin \alpha; y = a \cos \alpha.$$

При подгонке проточной части по роторам следует, помимо упомянутых изменений положения роторов во вскрытом цилиндре по сравнению с закрытым, учитывать прогиб цилиндра полностью нагруженного, сброшенного и переведенного на лапы верхней половины (для цилиндров ВД и СД) относительно вскрытого. Например, для турбины К-500-240-2 (Тройная ГРЭС, станция № 8) максимальный прогиб составляет 0,5–0,6 мм и расположен в районе пятой ступени. В районе концевых уплотнений этот прогиб равен 0,2–0,25 мм, прогиб лап верхней половины достигает 0,3–0,4 мм. Прогиб ЦВД незначителен и может не учитываться. Прогиб внутренней ободки ЦВД при нагружении верхней половины равен 0,08 мм.

Всплывание роторов, определенное для подшипников турбины К-500-240-1, по датчикам УралВТИ (без сегментных подшипников) составляет в среднем 0,12–0,18 мм. Указанные величины следует суммировать с теми расцентровками проточной части, которые заложены в заводских формулярах, если последние учитывают только тепловой прогиб цилиндров.

Список литературы

1. Абалаков Б. В., Банник В. П., Резников Б. И. Монтаж паровых турбин и вспомогательного оборудования. — М.: Энергия, 1966. 320 с.
2. Агапов А. П., Балашов А. М., Фрейгейт Р. А. Ремонт, наладка и испытание систем регулирования паровых турбин. — М.: Энергия, 1976. 120 с.
3. Автоматизация крупных тепловых электростанций/ Л. С. Бравин, В. Н. Охотин, Д. И. Рабкина и др. / Под общ. ред. М. П. Шальмана. М.: «Энергия», 1974, 240 с.
4. Аркадьев Б. А. Приближенный учет нестационарных осевых усилий в паровых турбинах. — Теплоэнергетика, 1973, № 3, с. 11—14.
5. Аркадьев Б. А., Вихтар В. М., Гранов В. Е. Расчетная оценка процесса выбега турбоагрегата. — Теплоэнергетика, 1979, № 5, с. 57—59.
6. Аркадьев Б. А., Ганница В. М., Полторацкая Н. Б. Расчет режима прогрева фланцевого соединения турбин. — Теплоэнергетика, 1964, № 4, с. 63—66.
7. Аркадьев Б. А. Об уравнивании осевых усилий в паровых турбинах. — Энергомашиностроение, № 11, 1975, с. 26—28.
8. Аркадьев Б. А. О влиянии перегрева пара на скорость прогрева деталей турбины. — Теплоэнергетика, 1974, № 4, с. 93—94.
9. Архипов П. С., Флак Ю. В., Михайловцев Е. И. Типовая энергетическая характеристика турбоагрегата К-300-240 ХТГЗ второй модификации. — М.: СПО ОРГРЭС, 1976. 35 с.
10. Арсеньев Г. В., Молчанов Е. И., Алешин А. И. Напряженное состояние ротора высокого давления турбины К-300-240 ХТГЗ при сбросе нагрузки до холостого хода. — Электрические станции, 1971, № 3, с. 36, 37.
11. Астафьев А. Ф. Инженерная справочная книга. — Л.—М.: ОНТИ, 1937. 540 с.
12. Берянд В. И., Мосулеская Н. Г., Пожиданов А. В. Исследование теплонпряженного состояния ЦВД турбины К-300-240 ХТГЗ при пусках с различными системами обогрева фланцев горизонтального разьема. В кн.: Энергетическое машиностроение, 1978, вып. 26, с. 98—104.
13. Берянд В. И., Третьяк Н. В. Расчет термупругого и деформированного состояния в цилиндрах паровых турбин. — В кн.: Энергетическое машиностроение, Харьковский Государственный университет, 1970, вып. 8, с. 93—99.
14. Берман Л. Д., Каган Д. Л. О коррозии латунных конденсаторных трубок под действием аммиака. — Электрические станции, 1958, № 1, с. 19—24.
15. Берман Л. Д. Пути улучшения работы конденсационных устройств паровых турбин. — В кн.: Вопросы конструирования и эксплуатации конденсационных устройств паровых турбин/ Под ред. П. С. Гольденберга. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1953, с. 16—35.
16. Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. — М.: Энергия, 1967. 416 с.
17. Веллер В. Н., Журавлева А. А. Механические датчики угловой скорости — Энергомашиностроение, 1968, № 8, с. 4—8.
18. Веллер В. Н. О регулировании мощных паровых турбин — Электрические станции, 1960, № 10, с. 17—22.
19. Влияние пропускной способности сопловых решеток на экономичность и надежность турбоустановок/ Б. А. Аркадьев, Д. Н. Пясик, Э. Г. Братута, С. П. Шатилов. — Энергомашиностроение, 1976, № 9, с. 4—6.
20. Водяная система регулирования паровых турбин/ В. Н. Веллер, Г. А. Киракосянц, Д. М. Левин, В. В. Лыско. — М.: Энергия, 1970. 264 с.
21. Ворошков С. Т., Исэров Д. З. Тепловая изоляция паровых турбин напылением. М.: Энергия, 1973, 120 с.
22. Вульман Ф. А., Хорьков Н. С. Тепловые расчеты на ЭВМ теплоэнергетических установок. — М.: Энергия, 1970. 200 с.
23. Гальперин И. И. Динамические системы. М.: Энергия, 1970. 268 с.
24. Галацан В. Н., Иоффе В. Ю., Сухарев Ф. М. Турбоагрегат 500 МВт для Назаровской ГРЭС. — Энергетик, 1967, № 6, с. 1—4.
25. Галацан В. Н., Иоффе В. Ю. Режимы прогрева и остывания блоков клапанов и перепускных трубопроводов высокого давления турбины К-300-240 ХТГЗ. — М.: ИНИИПРОМТЯЖМАШ, 1969, № 3-69-1.
26. Галацан В. Н., Поляков В. С., Брагинский Г. П. Определение температурных полей корпусов турбины К-300-240 ХТГЗ во время пуска наладочных работ и ре-

жипных испытаний на Приднепровской и Троицкой ГРЭС.—М.: НИИИНФОРМАТЯЖМАШ, 1967, № 3—67.

27. Долговечность роторов турбин, работающих в условиях глубокого регулирования нагрузки. М.: ОРГРЭС, 1976. — 58 с.

28. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. —М.: Энергия, 1970. 384 с.

29. Дизенко С. А., Пикур Э. А., Рохленко В. Ю. Применение электронных моделей для расчета и исследования. Энергетическое машиностроение/ Харьковский государственный университет, 1967, вып. 5, с. 94—99

30. Зарянкин А. Е., Жилинский В. П. Анализ конструкций отечественных выхлопных патрубков паровых турбин и возможности снижения их сопротивления.—Теплоэнергетика, 1975, № 3, с. 49—52.

31. Зильберман А. С., Смоляров Г. С. Влияние вакуума в конденсаторе на экономичность паровой турбины —Теплосиловое хозяйство, 1939, № 7, с. 20—23.

32. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок. Л.: Энергия, 1971. 279 с.

33. Кантор З. И., Орлик В. Г., Розенберг С. Ш. Исследование влияния температурного состояния на плотность стыков диафрагм паровых турбин в условиях эксплуатации —Теплоэнергетика, 1975, № 7, с. 59—61

34. Каюков С. Н., Каюкова Н. Н., Мокроусов В. А. Результаты тепловых испытаний головного образца турбины К-300-240-2 ХТГЗ.—Теплоэнергетика, 1978, № 1, с. 5—9.

35. Кириллов И. И., Иванов В. А. Внедрение скользящего давления —важнейшая задача современной энергетик. Энергомашиностроение, 1973, № 10, с. 1—5

36. Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. —Л.: Машиностроение, 1978. 276 с.

37. Ковалевский М. М. Качественная оценка конструкции паровых турбин. —М.: Свердловск: Машгиз, 1963. 292 с

38. Корнилов В. М., Патрушев П. А. Конструктивные особенности и монтажные характеристики котлоагрегата П-57.—Энергетическое строительство, 1974, № 4, с. 28—31

39. Костюк А. Г. Теоретический анализ аэродинамических сил в лабиринтовых уплотнениях турбомашин.—Теплоэнергетика, 1972, № 11, с. 29—33

40. Косяк Ю. Ф., Гранов В. Е. и др. Организация схемы дренажей мощных турбоустановок на сверхкритические параметры пара. —Теплоэнергетика, 1968, № 3, с. 32—36

41. Паротурбинные установки атомных электростанций/ Под ред. Ю. Ф. Косяка —М.: Энергия, 1978. 312 с.

42. Косяк Ю. Ф., Станиславский В. Я. Схема турбоустановки К-300-240 ХТГЗ с укрупненным оборудованием. Электрические станции, 1970, № 6, с. 27—29.

43. Матушевский Е. В., Тишенинов И. А. и др. Наладка и испытания модернизированной системы обогрева фланцев и шпилек ЦВД и ЦСД турбины К-300-240 ХТГЗ.—В кн.: Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС, вып. 41. —М.: Энергия, 1973, с. 69—74.

44. Михайлов-Михеев П. Б. Справочник по метал-

лическим материалам турбино- и моторостроения.—М.—Л.: Машиностроение, 1961. 838 с.

45. Модернизированная турбина К-300-240-2 Харьковского турбинного завода/ В. Н. Саввин, Ю. Ф. Косяк, С. П. Соболев, В. П. Сухинин и др.—Теплоэнергетика, 1972, № 11, с. 5—11

46. Немиров В. С., Рохленко В. Ю. Некоторые критерии качества комплексированных гидравлических схем регулирования паровых турбин. Энергомашиностроение, 1964, № 6, с. 4—8

47. Непорочный П. С. Состояние и задачи научных исследований по повышению технического уровня энергетических блоков.—В кн.: Котельные и турбинные установки энергетических блоков/ Под ред. В. Е. Дорошук и др.—М.: Энергия, 1971, с. 4—8

48. Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины/ Под ред. Б. М. Трояновского —М.: Энергоиздат, 1981. 456 с

49. Олейников Е. Г.—Электрические методы контроля паровых турбин. —М.: Энергия, 1965. 136 с

50. О выборе типа парораспределения мощных турбин на сверхкритических параметрах пара/ Ю. Ф. Косяк, В. Ю. Иоффе, В. А. Палей, Б. А. Аркадьев, А. Г. Прокопенко, Ф. М. Сузарев, В. Я. Станиславский.—Теплоэнергетика, 1971, № 11, с. 16—19.

51. Освоение энергоблоков. Пусковые режимы, металлы, водоподготовка и автоматика/ Под ред. В. Е. Дорошук и др. —М.: Энергия, 1971. 240 с

52. Основы теории автоматического регулирования/ В. И. Крутов, И. П. Спорыш, В. Д. Юношев. —М.: Машиностроение, 1969. 360 с.

53. Отключение одного из конденсаторов турбоагрегата 500 МВт/ Г. Н. Аслаяна, В. Ю. Иоффе, В. М. Черненко, В. К. Шнайдер. Электрические станции, 1974, № 12, с. 19—21.

54. Оценка пусковых температурных напряжений в роторе ЦВД турбины для атомной электростанции/ Л. Ш. Лейзерович, А. Л. Лубны-Герцык, Ю. Л. Изранлев, В. Б. Кириллов. Теплоэнергетика, 1974, № 8 с. 29—32.

55. Сергеева В. Б., Иоффе В. Ю., Файнштейн А. С. Математическая модель турбоустановки при ее проектировании. Теплоэнергетика, № 5, 1983, с. 37—41

56. Палей В. А., Плоткин Е. Ф. и др. Температурное и напряженное состояние блоков клапанов парораспределения турбин К-300 240 при сбросах нагрузки.—Теплоэнергетика, № 3, 1973, с. 27—31

57. Пономарев С. Д. Расчет и конструкция витых пружин.—М.: ОНТИ, 1938. 352 с

58. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. Изд-е 13-е.—М.: Энергоиздат, 1977. 288 с

59. Прочность паровых турбин/ Л. А. Шубенко Шубин, Д. М. Гернер, Н. Я. Зельдес, В. Л. Ингульцов и др.—М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

60. Результаты внедрения водяных систем регулирования паровых турбин/ А. Е. Фридман, Ф. Ю. Глазер, А. И. Клурфельд, В. Е. Рожанский, В. Ю. Рохленко. Электрические станции, 1970, № 9, с. 29—33.

61. Рожанский В. Е., Клурфельд А. И. Блок паро-

распределения турбины К-300-240 — В кн.: Парогазотурбиностроение на ХТГЗ им. С. М. Кирова. — М.: НИИИИформтязмаш, 1969, с. 20—25.

62. Рубинштейн Я. М., Щепетильников М. И. Расчет влияния изменений в тепловой схеме на экономичность электростанции. — М.: Энергия, 1969, с. 224.

63. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменный режим работы паровых турбин. — М.: Л.: Госэнергоиздат, 1955. 280 с.

64. Трассел В. Работа энергоблоков закрытого давления на скользящем давлении свежего пара. Экспресс-информация — Теплоэнергетика, 1969, № 8, с. 3—6.

65. Трояновский Б. М. и др. О проектировании последних ступеней паровых турбин. — Теплоэнергетика, 1970, № 2, с. 16—20.

66. Турбоагрегат К-500-240-2/ Ю. Ф. Косяк, С. П. Соболев, Б. А. Аркадьев и др. — Теплоэнергетика, 1974, № 8, с. 8—14.

67. Турбины паровые конденсационные 200 МВт и выше. Гарантийные тепловые испытания, РТМ 24.021.05 — Л.: ОНТИ ЦКТИ, 1972. 36 с.

68. Щегляев А. В. Паровые турбины. Изд. 5-е. — М.: Энергия, 1976. 368 с.

69. Шмуклер Б. И. Пусковые схемы мощных энергоблоков. — Теплоэнергетика, 1971, № 7, с. 24—28.

70. Шубенко-Шубин Л. А., Галацан В. Н. Основные особенности конструкции паротурбинного агрегата ХТГЗ им. С. М. Кирова для блоков 500 МВт. — Энергомашиностроение, 1966, № 12, с. 6—11.

71. Шубенко-Шубин Л. А. и др. К вопросу применения сбросных устройств в блоке котел — турбина. — Теплоэнергетика, 1967, № 4, с. 21—24.

72. Экономичность блоков 300 МВт с турбоустановками К-300-240 ХТГЗ при работе на скользящем давлении/ М. Г. Теплицкий, А. Г. Прокопенко, А. Л. Кочинашвили и др. — Теплоэнергетика, 1974, № 6, с. 43—47.

73. Экспериментальное исследование ступени высокого давления с направляющими лопатками повышенной прочности/ И. К. Терентьев, Ю. Э. Юшкевич, В. И. Гольман, Б. К. Релих и др. — Энергомашиностроение, 1972, № 4, с. 6—8.

74. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ/ Под общей ред. Ю. Ф. Косяка. — М.: Энергониздат, 1982. 272 с.

75. Huppmann H. Grobschäden an Dampfturbinen — Maschinenschäden, 1973. V. 46, N 1, S. 1—6.

76. Thomas H. Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern, angefacht durch die Spaltströmungen in Stopfbuchsen und Beschauflingen. — Bull. ASM, 1958, № 11/12. S. 1039—1063.

77. Martin Peter. Die Dampfturbinenregelung in der Kraftwerksautomation — Nürnberg: Energie, 1968, № 3, S. 84—90.

78. О переводе на скользящее давление деаэраторов турбоустановок мощностью 300 МВт ХТГЗ/ И. Г. Шелепов, Б. А. Аркадьев, В. Ю. Иоффе и др. — Известия вузов. Энергетика, 1978, № 5, с. 127—130.

79. Основные результаты создания и газодинамических исследований последней ступени турбин К-500 и К-1000-60/1500/ Я. И. Шнез, Ю. Ф. Косяк, В. Н. Пономарев, А. В. Гаркуша и др. — Теплоэнергетика, 1978, № 9, с. 2—7.

80. Олишников В. И. Проблема борьбы с низкочастотной вибрацией валопровода энергетических паротурбинных агрегатов большой мощности. — Теплоэнергетика, 1978, № 9, с. 8—13.

Оглавление

Предисловие	3	6.5. Концевые и диафрагменные уплотнения	76
Применяемые сокращения	4	6.6. Обоймы и корпуса концевых уплотнений	79
Глава первая. Основные характеристики турбоустановки 500 МВт	5	6.7. Опоры турбоагрегата (передняя и средняя)	82
1.1. Общая характеристика энергоблока 500 МВт	5	6.8. Радиальные подшипники	83
1.2. Характеристика турбины К-500-240-2, оборудования конденсаторной установки, систем регулирования, защиты и маслабжения	5	6.9. Осевой подшипник	85
1.3. Общая характеристика турбоустановки К-500-240-2 и вспомогательного оборудования	6	Глава седьмая. Роторы турбины К-500-240-2	86
Глава вторая. Технико-экономические показатели и конструктивные особенности турбоустановки К-500-240-2	13	7.1. Характеристика роторов	86
2.1. Технико-экономические показатели турбоустановки К-500-240-2	13	7.2. Ротор высокого давления	88
2.2. Конструктивные особенности турбоустановки К-500-240-2	17	7.3. Ротор среднего давления	90
Глава третья. Тепловая схема турбоустановки К-500-240-2	21	7.4. Роторы низкого давления	93
3.1. Особенности тепловой схемы	21	7.5. Соединительные муфты	97
3.2. Паровой тракт турбоустановки	23	7.6. Валоповоротное устройство	99
3.3. Тракт основного конденсата	26	Глава восьмая. Конденсационное устройство, вспомогательное оборудование и регенеративные подогреватели турбины К-500-240-2	101
3.4. Система регенерации низкого давления	29	8.1. Основные требования и обоснование выбора конструкции конденсатора	101
3.5. Пистально-деаэрационная установка	30	8.2. Компоновка трубного пучка. Отдельные элементы конденсатора	102
3.6. Система регенерации высокого давления	31	8.3. Особенности отдельных устройств конденсатора	105
3.7. Схема концевых уплотнений	33	8.4. Воздухоотсасывающие устройства	107
3.8. Пусковая схема	35	8.5. Расширительный бак	110
Глава четвертая. Конструкция турбины К-500-240-2	41	8.6. Фильтры-воляные	111
4.1. Расположение основных элементов турбины	41	8.7. Маслоохладители	112
4.2. Обоснование выбора конструкции. Общая конструкция турбины К-500-240-2	45	8.8. Регенеративные подогреватели	113
4.3. Крепление турбины на фундаменте и организация тепловых расширений	48	Глава девятая. Парораспределение турбины К-500-240-2	117
Глава пятая. Компоновка турбоустановки К-500-240-2	50	9.1. Особенности системы парораспределения	117
5.1. Основные принципы компоновки турбоустановки	50	9.2. Конструкция клапанов высокого давления	119
5.2. Компоновка вспомогательного оборудования и трубопроводов	51	9.3. Конструкция блока клапанов промперегрева	123
5.3. Фундамент турбоагрегата	54	9.4. Металлы, применяемые для органов парораспределения	125
Глава шестая. Конструкция статорных узлов турбины К-500-240-2	56	9.5. Характеристики парораспределения	127
6.1. Цилиндры высокого, среднего и низкого давлений	55	Глава десятая. Система регулирования и защиты турбины К-500-240-2	131
6.2. Наружные и внутренние корпуса ЦВД и ЦСД, наружный корпус ЦНД	60	10.1. Общие сведения	131
6.3. Обоймы диафрагм	69	10.2. Принципиальная схема АСР. Назначение и взаимодействие элементов	131
6.4. Сопло и аппараты и диафрагмы	72	10.3. Использование конденсата как рабочей жидкости	133
		10.4. Схема гидравлических связей	134
		10.5. Статические характеристики АСР	136
		10.6. Динамические характеристики АСР	137
		10.7. Принципиальная схема АСЗ. Назначение и взаимодействие элементов	138
		10.8. Статические и динамические характеристики АСЗ	139
		Глава одиннадцатая. Конструкция и характеристики элементов системы регулирования и защиты турбины К-500-240-2	140

11.1. Датчик угловой скорости	140	15.1. Древняко-продукционная система	190
11.2. Регулятор скорости с ограничителем мощности	142	15.2. Система обогрева фланцевых соединений ЦВД и ЦСД	192
11.3. Промежуточный золотник	145	15.3. Схема водоснабжения выпускающих пароподогревателей	194
11.4. Отсечный золотник главного сервомотора ЧВД	145	15.4. Схема водоснабжения гидроприводов обратных клапанов отборов	195
11.5. Отсечный золотник промпрегрева	147	15.5. Быстродействующая редукционно-охладительная установка приводных турбин и пускобросное устройство	196
11.6. Двухсторонний сервомотор ЧВД	147		
11.7. Блок сервомоторов промпрегрева	148	Глава шестнадцатая. Переменные режимы работы турбоустановки К-500-240-2	197
11.8. Регулятор давления	149	16.1. Изменение давлений пара по проточной части	197
11.9. Электрогидравлический преобразователь	149	16.2. Зависимость параметров пара в проточной части турбины от расхода	198
11.10. Защитное устройство	151	16.3. Система соплового парораспределения и регулирующая ступень	200
11.11. Электромагнит защитного устройства	152	16.4. Промежуточные и последние ступени	201
11.12. Механический автомат безопасности	153	16.5. Анализ переменных режимов работы турбоустановки	205
11.13. Исполнительный механизм автомата безопасности	153		
11.14. Золотник взведения	155	Глава семнадцатая. Эксплуатация турбоустановки. Температурное состояние и надежность	212
11.15. Сервомотор и выключающее устройство стопорного клапана ЧВД	155	17.1. Общие положения	212
11.16. Раскачивающее устройство	157	17.2. Пуск турбоустановки	217
11.17. Водяные фильтры водоснабжения системы регулирования	157	17.3. Работа турбины под нагрузкой	225
Глава двенадцатая. Наладка и контроль работоспособности систем регулирования и защиты турбины К-500-240-2	159	17.4. Останов, расхолаживание и промывка проточной части турбины	229
12.1. Общие сведения	159	17.5. Нестационарные режимы работы тепловой схемы и вспомогательного оборудования	232
12.2. Промывка трубопроводов и проверка водоснабжения	159	17.6. Предотвращение аварийных ситуаций	233
12.3. Опробование систем регулирования и защиты	160		
12.4. Наладка системы защиты	160	Глава восемнадцатая. Вибрационные исследования турбоагрегата К-500-240-2	235
12.5. Настройка движения сервомоторов регулирующих клапанов	160	18.1. Влияние деформаций фундамента и эксплуатационных расцентровок валопровода на вибрационное состояние турбоагрегата	235
12.6. Статические испытания систем регулирования и защиты	161	18.2. Исследование причин и ликвидация низкочастотной вибрации валопровода	238
12.7. Динамические испытания	162	18.3. Исследование влияния парораспределения ЦВД на виброустойчивость валопровода	238
12.8. Контроль состояния регулирования и защиты на работающей турбине	163	18.4. Аэродинамическое самовозбуждение роторов ЦВД	241
12.9. Динамические испытания турбины с помощью ЭВМ	164	18.5. Исследование влияния конструктивных радиальных подлинников на виброустойчивость валопровода	242
Глава тринадцатая. Система контрольно-измерительных приборов турбины К-500-240-2	166	18.6. Опыт освоения головной турбины К-500-240-2	244
13.1. Введение электрических форсирующих импульсов в систему регулирования турбины. Блок релейной форсировки	166		
13.2. Контроль тепломеханического состояния турбины	170	Глава девятнадцатая. Гарантийные тепловые испытания турбоагрегата К-500-240-2	245
13.3. Установка контрольно-измерительных приборов на турбине	170	19.1. Методика испытаний и схема измерений при тепловых испытаниях	245
13.4. Контроль температуры и давления	172	19.2. Обработка результатов испытаний и построение тепловых характеристик основных результатов испытаний	248
13.5. Устройство контроля эксцентриситета ротора турбины	173		
13.6. Устройство контроля относительного расширения ротора	175	Глава двадцатая. Монтаж некоторых элементов турбины и турбоустановки К-500-240-2	251
13.7. Устройство контроля осевого сдвига ротора	176	20.1. Требования к монтажу и сборке турбоагрегата	251
13.8. Устройство контроля абсолютного расширения корпуса турбины	178	20.2. Установка и сборка конденсаторов турбины	251
13.9. Контроль частоты вращения ротора турбины	179	20.3. Установка цилиндров на фундаменте	252
13.10. Контроль вибрационного состояния валопровода	181	20.4. Центровка роторов и цилиндров турбоагрегата	259
13.11. Устройство для контроля уплотнений	182	Список литературы	263
Глава четырнадцатая. Система смазки турбины К-500-240-2	185		263
14.1. Система маслоснабжения	185		
14.2. Система аварийного маслоснабжения	187		
14.3. Система гидростатического подъема роторов	188		
Глава пятнадцатая. Вспомогательные системы турбоустановки К-500-240-2	190		

ПАРОВАЯ ТУРБИНА К-500-240 ХТГЗ

Редактор И. Я. Дубровский-Винокуров

Редактор издательства А. А. Кузнецов

Художественный редактор В. А. Гозак-Хозак

Технический редактор О. Д. Кузнецова

Корректор Л. А. Гладкова

ИБ № 1272

Сдано в набор 23.02.84

Подписано в печать 03.07.84

Т-14817

Формат 84 × 108^{1/16}

Бумага типографская № 2

Гарнитура литературная

Печать высокая Усл. печ. л. 27,72 Усл. кр.-отт. 27,72 Уч.-изд. л. 34,65

Тираж 2000 экз.

Заказ 3401

Цена 2 р. 30 к.

Энергосатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени Первая Образцовая типография имени А. А. Жданова Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 113054, Москва, М-54, Ваволова, 28